Б В БАРКАЛОВ, канд техн наук,
Е Е КАРПИС, д-р техн наук проф

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ПРОМЫШЛЕННЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ И ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ

(ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА)

ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ
Москва—1971

УДК 697 94 001.2

В книге обобщен отечественный и зарубежный опыт ис следования, проектирования и расчета систем кондиционирования воздуха и их элементов

Приведены принципиальные схемы существующих и новых внедряемых в строительство систем кондиционирования воздуха и систем тепло и холодоснабжения кондиционеров

Изложены методики теплотехнических, аэродинамических и гидравлических расчетов В частности, подробно рассмотрены и проиллюстрированы числовыми примерами расчеты: теплопоступлений через светопрозрачные и массивные наружные ограждения, воздухообменов, форсуночных и насадочных камер работающих на воде и осушающих растворах; поверхностных воздухоохладителей, питаемых холодной водой рассолами и фреоном, регенеративных вращающихся утилизаторов тепла и холода из удаляемого воздуха, регулирующих водяных и воздушных клапанов, воздуховодов и водоводов высокоскоростных систем, устройств для раздачи кондиционированного воздуха в помещениях, аккумуляторов холода компрессионных и абсорбционных холодильных машин

Описаны способы и средства борьбы с запахами даны технико экономические характеристики систем кондиционирования воздуха и показатели их экономической эффективности

Книга предназначена для работников проектных, наладочных и научно исследовательских учреждений, занимающихся вопросами вентиляции и кондиционирования воздуха

Таблиц 97, рисунков 81, библиография 33 наименования

3—2—10
220 71

ПРЕДИСЛОВИЕ

Кондиционирование воздуха — это придание ему и автоматическое поддержание необходимых тепловлажностных качеств. При этом в отличие от общеобменной вентиляции и отопления при кондиционировании в течение круглого года и особенно в теплое время в помещениях можно поддерживать *любые* желаемые — постоянные или изменяющиеся по программе — параметры внутреннего воздуха, независимо от наружных метеорологических условий и переменных поступлений в помещение тепла и влаги.

Системы кондиционирования, как правило, снабжаются средствами для очистки воздуха от пыли, бактерий и запахов; подогрева, увлажнения и осушения его; перемещения, распределения и автоматического регулирования температуры воздуха, его относительной влажности, а иногда также и средствами регулирования газового состава и ионосодержания воздуха.

Техника кондиционирования воздуха имеет более чем полувековую историю, однако до 50-х годов в СССР она развивалась весьма медленно, что объясняется главным образом отсутствием серийного заводского производства кондиционеров, необходимых средств автоматизации, дистанционного контроля и управления, а также недостаточным по номенклатуре и количеству производством холодильного оборудования.

В 1954—1955 гг. произошел серьезный перелом в производстве оборудования для кондиционирования воздуха. С тех пор созданы конструкции ряда типов кондиционеров и организовано их производство на специализированных предприятиях, расширена номенклатура и улучшены технические качества средств автоматизации, расширен ассортимент и увеличен выпуск холодильных машин. Тем не менее предстоит еще большая работа по приведению отечественной техники кондиционирования воздуха в соответствие с потребностями народного хозяйства и уровнем, достигнутым в передовых в техническом отношении зарубежных странах.

В настоящее время в Советском Союзе кондиционирование воздуха применяется на промышленных предприятиях, главным образом на тех, где без него невозможно получение продукции с требуемыми стандартами качествами, а также в зрелищных, спортивных, административных и гостиничных зданиях. В жилых зданиях кондиционирование воздуха по ряду экономических и технических причин пока распространения не получило.

В ближайшее время кондиционирование воздуха найдет гораздо большее применение. Этому способствуют следующие объективные причины:

развитие новых производств машиностроительной, приборостроительной, электротехнической, радиотехнической, электронной, пищевой, текстильной, химической и других отраслей промышленности, остро нуждающихся в поддержании определенных и постоянных параметров состояния воздуха;

возрастающие требования к облегчению условий труда и повышению его производительности в горячих и мокрых цехах, угольных шахтах, рудниках и тепловых электростанциях;

оснащение предприятий промышленности и связи, научно-исследовательских и конструкторских организаций дорогостоящими приборами, механизмами и счетно-решающими машинами, точная и безотказная работа которых возможна только при определенных постоянных температуре и относительной влажности воздуха;

увеличивающееся строительство закрытых помещений для длительного пребывания больших количеств людей (театры, кинотеатры, закрытые стадионы, спортивные, концертные и читальные залы, универсальные магазины, рестораны, кафе, закусочные, железнодорожные, речные, атомобильные и авиационные вокзалы и т. д.) и стремление обеспечить удовлетворительную круглогодовую эксплуатацию этих помещений;

новые тенденции в архитектуре, затрудняющие борьбу с избыточным теплом и влагой обычными вентиляционными средствами (например, наблюдаемое в последнее время увеличение поверхностей остекления наружных стен);

высокие температуры наружного воздуха в летнее время в ряде районов Советского Союза, нередко сочетающиеся с высокой относительной влажностью, при которых обычная приточная вентиляция не в состоянии обеспечить необходимые внутренние метеорологические условия;

постепенное увеличение жилой площади и снижение себестоимости жилищного строительства, выдвигающие на первый план охлаждение в летнее время жилых зданий, расположенных в южных и юго-восточных районах Союза.

В настоящем труде рассматриваются принципиальные вопросы проектирования и расчета систем кондиционирования воздуха, в равной мере относящиеся ко всем видам зданий, и некоторые специфические вопросы расчета и проектирования этих систем для зданий различного назначения. При подготовке книги авторы исходили из того, что в нее должны входить главным образом материалы для выбора, расчета и проектирования систем кондиционирования воздуха и, наоборот, не должны входить сведения о серийно выпускаемом промышленностью оборудовании и средствах автоматизации, которые можно найти в заводских каталогах и в справочниках. Исключения допускались только в тех случаях, когда эти данные были необходимы для расчетов или когда заведомо было известно, что в каталоги и справочники они не вошли.

Авторами использованы работы, выполненные научно-исследовательскими институтами санитарной техники (г. Москва), строительной физики, холодильной промышленности, холодильного машиностроения, охраны труда (в гг. Москве, Ленинграде, Казани, Иваново, Баку и Тбилиси), а также проектными институтами Промстройпроект, ГПИ-1, Гипроив и Сантехпроект.

Авторы выражают искреннюю благодарность рецензенту д-ру техн. наук А. А. Гоголину за ценные советы и предложения, сделанные при рецензировании рукописи, а также инж. С. П. Масленниковой и Л. Н. Столяровой за большую помощь, оказанную при подготовке рукописи к печати.

Авторы будут весьма признательны за замечания и предложения, которые читатели сочтут необходимым высказать по материалам настоящей книги. Отзывы и предложения следует направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9, Стройиздат.

Глава 1

СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Комплекс технических средств, с помощью которых осуществляется кондиционирование воздуха, называется *системой кондиционирования воздуха* (СКВ). В СКВ входят оборудование для осуществления всевозможных процессов обработки воздуха, его перемещения и распределения, источники тепло- и холодоснабжения, средства автоматического регулирования, дистанционного управления и контроля, насосы и трубопроводы для тепло- и холодоносителя, местные подогреватели, охладители, осушители и увлажнители, а также вспомогательное электрооборудование.

Основное оборудование для приготовления и перемещения воздуха обычно агрегируется в аппарат, называемый *кондиционером*. В отдельных случаях все технические средства для кондиционирования воздуха агрегируются в кондиционере, и тогда понятия СКВ и кондиционер становятся однозначными.

Системы кондиционирования воздуха подразделяются на комфортные и технологические. *Комфортные СКВ* предназначены для создания и автоматического поддержания температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, наиболее отвечающих санитарно-гигиеническим требованиям; *технологические СКВ* предназначены для обеспечения параметров воздуха, в максимальной степени отвечающих требованиям производства продукции.

Технологическое кондиционирование в помещениях, где находятся люди, осуществляется с учетом санитарно-гигиенических требований.

Основные санитарно-гигиенические требования следующие: 1) обеспечение в помещениях регламентируемых нормами метеорологических условий (температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха); 2) скорость и направления выпуска воздуха, а также разность температур между воздухом в помещении и подаваемым воздухом, расположение воздухораспределителей и вытяжных отверстий должны быть такими, чтобы в зоне пребывания людей отсутствовали местные вредные или неприятные токи воздуха и застойные места; 3) снижение шума в помещениях до уровня, не беспокоящего находящихся или работающих людей; 4) предотвращение проникания и распространения вредностей, дурных запахов или шума из одних помещений в другие.

Основные строительно-монтажные и архитектурные требования следующие: 1) минимальная потребность в площади для размещения оборудования и каналов как внутри обслуживаемых помещений, так и во вспомогательных помещениях (чердаках, подвалах, технических этажах); 2) соответствие внешних форм и отделки оборудования, располагаемого внутри кондиционируемых помещений, архитектурному облику последних и отсутствие конструктивных деталей, ухудшающих

интерьеры; 3) наименьшие затраты времени и труда на монтаж и ввод установок в эксплуатацию; 4) возможность строительства и ввода систем в эксплуатацию по этажам и даже по отдельным помещениям; 5) пробивка минимального количества отверстий в строительных конструкциях для прокладки каналов и трубопроводов, а также малый вес оборудования, что особенно важно при устройстве систем кондиционирования воздуха в существующих зданиях; 6) хорошая виброизоляция и звукоизоляция оборудования от строительных конструкций; 7) пожарная безопасность и наличие средств для предотвращения распространения огня по каналам.

Основные эксплуатационные требования следующие: 1) возможность быстрого переключения с режима обогрева на режим охлаждения в переходное время года, а также при резких переменах температуры наружного воздуха и теплопоступлений, т. е. малая тепловая инерционность системы; 2) взаимная блокировка кондиционеров, заключающаяся в том, чтобы при выключении одного из кондиционеров можно было подать воздух из соседних кондиционеров, хотя бы в меньшем количестве; 3) обеспечение индивидуального регулирования температуры и относительной влажности воздуха в каждом отдельном помещении; 4) возможность отопления одних помещений при одновременном охлаждении других помещений, обслуживаемых той же системой; 5) сосредоточение оборудования, требующего систематического обслуживания, в минимальном количестве мест; 6) простота и удобство обслуживания и ремонта, а также малая потребность в них за период эксплуатации; 7) возможность частичной перепланировки помещений в процессе эксплуатации без переустройства СКВ, что особенно важно, например, для промышленных зданий с быстро меняющейся технологией производства; 8) герметичность воздуховодов и притворов воздушных клапанов системы.

Основные экономические требования следующие 1) минимальная стоимость оборудования и строительно-монтажных работ, длительный срок службы, а отсюда и минимальные амортизационные отчисления; 2) максимально возможная экономия электроэнергии, воды, тепла и особенно дорогостоящего холода.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Количество различных видов систем весьма велико и общепризнанной их классификации не существует. Приведенная на рис. 1.1 классификация не претендует на исчерпывающую полноту и касается только тех систем, которые нашли применение в СССР.

В зависимости от расположения кондиционеров по отношению к обслуживаемым помещениям СКВ делятся на центральные и местные. По типу кондиционеров, используемых для приготовления воздуха, системы подразделяются на неавтономные и автономные.

Центральные СКВ, получившие в Советском Союзе наибольшее распространение, имеют неавтономные кондиционеры, снабжаемые извне холодом (доставляемым холодной водой или рассолом), теплом (доставляемым горячей водой или паром) и электрической энергией для привода вентиляторов и насосов.

Местные СКВ могут иметь неавтономные и автономные кондиционеры; последние снабжаются извне только электрической энергией.

Неавтономные системы подразделяются на воздушные, при которых в обслуживаемые помещения подается только воздух, и водовоздушные, при которых в кондиционируемые помещения подводятся воздух и вода, несущие тепло или холод (или то и другое вместе).

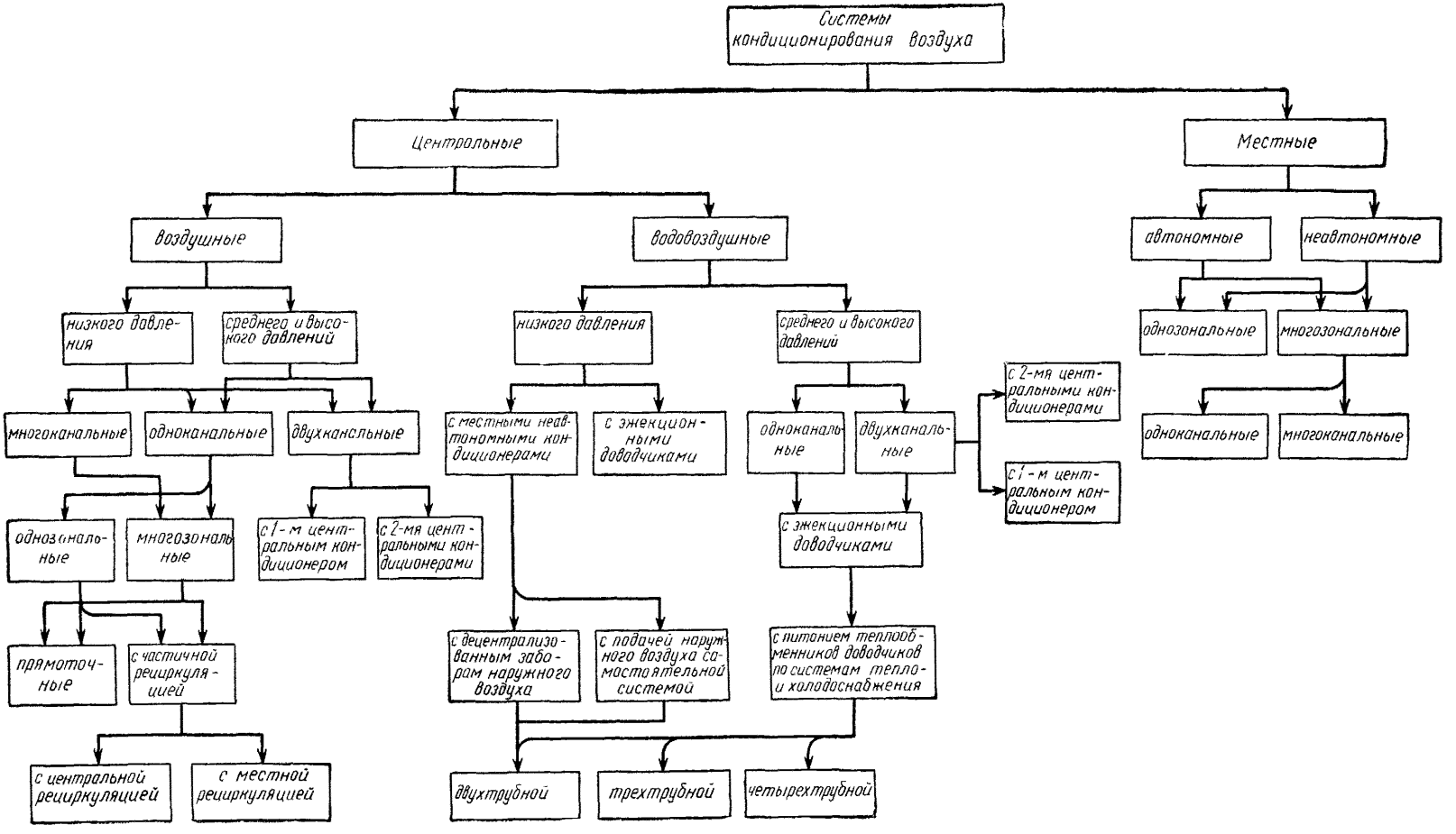


Рис. 1.1. Классификация систем кондиционирования воздуха

По давлению, создаваемому вентиляторами центральных кондиционеров, СКВ подразделяются на системы низкого давления (до 100 $кГ/м^2$), среднего давления (от 100 до 300 $кГ/м^2$) и высокого давления (выше 300 $кГ/м^2$).

Кроме классификации, приведенной на рис 1 1, СКВ по периоду действия подразделяются на круглогодовые, для теплого периода (охладительно-осушительные) и для холодного периода (нагревательно-увлажнительные). По способу регулирования параметров воздуха в помещениях СКВ могут быть с качественным, количественным и количественно-качественным регулированием. Возможны также различные комбинированные системы

3. ОБЩИЕ ДАННЫЕ О ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Центральными называются СКВ, обслуживающие много помещений или одно большое помещение при тепло- и холодоснабжении от выносных источников. Иногда несколько центральных систем обслуживают одно помещение больших размеров (например, прядильный или ткацкий цех, театральный зал, закрытый стадион или закрытый каток).

Современные центральные СКВ оборудуются неавтономными кондиционерами в секционном и агрегатном исполнениях.

Воздух центральных СКВ разводится, как правило, по круглым стальным, асбестоцементным (из труб) и пластмассовым каналам, прокладываемым внутри помещений. В некоторых случаях каналы с большими поперечными сечениями приходится прокладывать под землей. Внутри таких каналов следует прокладывать металлические и другие тонкостенные изолированные воздуховоды, иначе тепловая инерционность массива оказывает нежелательное влияние на регулирование системы.

Центральные СКВ обладают следующими преимуществами: 1) возможностью эффективного поддержания заданной температуры и относительной влажности воздуха в помещениях, 2) сосредоточением оборудования, требующего систематического обслуживания и ремонта в малом количестве мест или даже в одном месте; 3) возможностями организации эффективного шумо- и виброгашения. С помощью центральных СКВ при надлежащей акустической обработке воздуховодов, устройстве глушителей шума и гасителей вибрации можно достигнуть наиболее низких уровней шума в помещениях и обслуживать такие помещения, как радио- и телевизионные студии. Центральные системы вместе с тем имеют и некоторые недостатки, основным из которых является необходимость проведения сложных монтажно-строительных работ по установке кондиционеров, прокладке воздуховодов и трубопроводов, вследствие чего применение центральных систем в существующих зданиях иногда становится невозможным.

При центральных системах с разветвленными воздуховодами осложняется акустическая изоляция одних помещений от других и становится менее гибким регулирование температуры и влажности в отдельных помещениях.

Центральные СКВ весьма разнообразны, и выбор систем зависит от многих факторов, в первую очередь от назначения и режима использования помещений, характера и количества выделяющихся в них вредностей, климатических особенностей местности, величины поверхностей наружных ограждений и их ориентации относительно стран света, конструктивных особенностей здания, его высоты и размеров обслуживаемых помещений, а также от санитарно-гигиенических, строи-

тельно-монтажных, архитектурных, эксплуатационных и экономических требований.

Преимущественная область применения центральных воздушных СКВ низкого давления — промышленные здания всех видов и общественные здания с помещениями большого объема.

В центральных СКВ, совмещенных с воздушным отоплением здания или помещения и предназначенных для круглогодичной и круглосуточной эксплуатации, следует устанавливать не менее двух кондиционеров производительностью по 50% общей производительности системы, при этом калориферы второго и местного подогрева должны иметь производительность, достаточную для нормального отопления помещений.

Центральные СКВ, работающие с рециркуляцией, следует проектировать, как правило, с подачей переменных объемов наружного и рециркуляционного воздуха в зависимости от параметров наружного воздуха. В этом случае для рециркуляции воздуха рекомендуется применять самостоятельный вентилятор. Размещенные в пределах одного здания СКВ рекомендуется для взаимозаменяемости объединять попарно по приточным и рециркуляционным воздуховодам, если системы предназначены для поддержания приблизительно одинаковых параметров воздуха, а кондиционеры расположены недалеко друг от друга. Калориферы второго и местного подогревов должны, как правило, снабжаться теплоносителем постоянных параметров

В кондиционерах, особенно при большой их производительности, в результате процессов смешения, нагрева и охлаждения воздуха происходит существенное его расслоение по температуре и влагосодержанию. Наиболее равномерные параметры имеет воздух на выходе из вентиляторов одностороннего всасывания. Поэтому кондиционеры, в которых влажность воздуха регулируется по методу «точки росы», рекомендуется собирать так, чтобы калориферы второго или местного подогрева устанавливались на стороне нагнетания приточных вентиляторов, что, за исключением систем со второй рециркуляцией воздуха, дает возможность монтировать чувствительные элементы терморегуляторов «точки росы» на хорошо перемешанном воздухе после вентилятора. Кроме того, такое расположение калориферов второго и местного подогревов облегчает блокировку кондиционеров.

Масляные, рулонные или тканевые фильтры для очистки воздуха следует устанавливать в тех частях кондиционеров, через которые проходит весь обрабатываемый воздух, защищая от пыли возможно большее число секций кондиционеров. При установке масляных фильтров до калориферов первого подогрева первые следует снаряжать маслом, замерзающим при температурах на 5—10° ниже расчетной для холодного периода года, согласно параметрам Б. При отсутствии масел с низкой температурой замерзания в районах с расчетной температурой, равной —25° С и ниже, масляные фильтры следует устанавливать после калориферов первого подогрева. Помимо удовлетворения санитарно-гигиенических требований фильтрация воздуха, как правило, окупается уменьшением брака продукции (в точном машино- и приборостроении, на заводах радиоэлектроники и полупроводников), экономией средств на уборку помещений и уменьшением износа технологического оборудования, ковров и мебели (в общественных зданиях).

Фильтры тонкой очистки воздуха от пыли (фильтры ЛАИК и электрические) следует устанавливать при наличии специальных требований к очистке воздуха от пыли и бактерий, как правило, в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям и обязательно за фильтрами предварительной очистки воздуха (рулонными или тканевыми).

Воздушные фильтры должны быть легко доступны для очистки и обслуживания. Их следует устанавливать на участках с выровненными потоками воздуха Обводные автоматические клапаны (заслонки),

предназначенные для регулирования калориферов первого, второго и местного подогревов, рекомендуется устанавливать только при питании калориферов паром до тех пор, пока не будет разработан эффективный способ регулирования постепенным изменением расходов пара. При обогреве калориферов водой следует применять секции подогрева, выполненные без обводных каналов. Эти секции обладают большими поверхностями теплоотдачи и большими живыми сечениями для прохода воздуха, а поэтому, при всех прочих равных условиях, имеют меньшее аэродинамическое сопротивление.

Оросительные форсуночные камеры являются достаточно экономичными и эффективными тепло-массообменными аппаратами. Однако в ряде случаев они могут быть заменены поверхностными орошаемыми воздухоохладителями, а частично и неорошаемыми поверхностными воздухоохладителями, работающими непосредственно на фреоне или с промежуточным холодоносителем, что существенно упрощает систему холодоснабжения. Нередко применение поверхностных воздухоохладителей позволяет экономить холод и тепло, так как с их помощью процесс охлаждения и осушки воздуха до заданного предельного влагосодержания можно закончить практически при любой относительной влажности воздуха, в то время как обработка воздуха в камерах орошения заканчивается при высокой относительной влажности и для понижения последней требуется вторичный подогрев воздуха.

При совместной работе СКВ с системами отопления последние должны рассчитываться на обеспечение температуры воздуха на 2—4° ниже заданной для данного помещения.

На приводимых далее принципиальных схемах СКВ приняты буквенные обозначения, приведенные в табл. 1.1, при этом как схемы, так и наименования оборудования в таблице даны применительно к новой серии центральных кондиционеров КТ, заменяющих снятую с производства серию центральных кондиционеров Кд (за исключением кондиционеров Кд-10 и Кд-20).

Таблица 1.1

Условные обозначения, принятые на рис. 1.2—1.4, 1.10, 1.11, 1.14 и 1.17

Наименование оборудования и приборов	Условное обозначение
Промывная камера, поверхностный орошаемый или неорошаемый воздухоохладитель	*ПК*
Насосная установка	*НУ*
Проходной или трехходовой регулирующий клапан на трубопроводе с пневматическим или электрическим сервомотором	*К*
Местный кондиционер-доводчик	*МК*
Местный подогреватель	*МП*
Смесительный клапан для воздуха с пневматическим или электрическим сервомотором	*СК*
Воздушный фильтр	*Ф*
Секция подогрева	*СП*
Шумоглушитель	*Ш*
Приточный вентилятор	*ПВ*
Рециркуляционно-вытяжной вентилятор	*РВВ*
Направляющий аппарат вентилятора	*НА*
Воздуховод для блокировки с соседним кондиционером	*Б*
Терморегулятор	*Т*
Влагорегулятор	*В*
Регулятор давления	*Д*
Дальномерный или местный контрольный термометр	*t*
Дальномерный или местный психрометр	*в*
Дальномерный или местный прибор для измерения давления	*д*
Дальномерный или местный прибор для измерения расхода	*р*

4. СОВРЕМЕННЫЕ ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Обычные центральные СКВ достаточно подробно описаны в литературе и справочниках, вышедших из печати в последние годы[1].

Центральные СКВ применяют главным образом для обслуживания больших помещений, на площади которых различно и неравномерно размещены люди и оборудование, а также для обслуживания большого количества сравнительно мелких помещений. В обоих случаях приходится применять многозональные системы, так как они более экономичны, чем отдельные системы для каждой зоны или каждого помещения, хотя с помощью многозональных СКВ не может быть достигнута такая же высокая степень точности поддержания одного из двух заданных параметров (относительная влажность или температура), как при отдельных СКВ.

Если рециркуляция воздуха недопустима, то применяют центральную прямоточную многозональную систему кондиционирования воздуха (рис. 1.2, *а*), которая в теплый период года может поддерживать в точках установки датчиков номинальные температуры воздуха $t°$ С с минимальными отклонениями от заданных величин. При этом другие параметры воздуха в этих точках — теплосодержание I в *ккал/кг*, влагосодержание d в *г/кг* и относительная влажность φ в % — будут колебаться вследствие изменения количеств влаги, поступающей в воздух помещения, и колебаний температуры воздуха.

На схеме процессов кондиционирования воздуха, построенных на I—d-диаграмме (рис. 1.2,*б*), равно как и на аналогичных схемах других рисунков, точки, характеризующие состояние воздуха, обозначены индексами, которыми в тексте сопровождаются значения каждого из соответствующих параметров воздуха. Например, точке с индексом *4* на рис. 1.2,*б* соответствуют следующие значения в тексте: для температуры t_4, относительной влажности φ_4, теплосодержания I_4 и влагосодержания d_4.

Для многозональной системы на рис. 1.2,*б* показано, что в теплый период года в местах установки датчиков в помещениях номинальная температура воздуха может колебаться в пределах от t_{1a} до t_{1m} при колебаниях относительной влажности от φ_{1a} до φ_{1m}, а в зимнее и переходное время года температура колеблется в пределах от t_{11a} до t_{11m} при колебаниях влажности от φ_{11a} до φ_{11m}.

В тех случаях, когда допустимо применение рециркуляции, сооружают центральные многозональные системы, работающие, как правило, по двухвентиляторной схеме (рис. 1.3) с переменными объемами наружного и рециркуляционного воздуха, с одним или двумя рециркуляционными каналами (второй рециркуляционный канал применяется редко и на схеме показан пунктиром).

В многоэтажных зданиях устройство общей рециркуляции часто бывает неприемлемо (в связи с недостатком площади для прокладки каналов) или невозможно по акустическим и санитарно-гигиеническим соображениям. В таких случаях применяются многозональные системы с поэтажными вентиляторными доводчиками, с помощью которых производится рециркуляция воздуха в пределах каждого этажа.

В состав многозональных систем, помимо кондиционера, входят местные подогреватели *МП*, устанавливаемые по числу обслуживаемых зон, помещений или комплексов одинаковых помещений и, как правило, в непосредственной близости к кондиционеру.

---

[1] См., например, «Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений Вентиляция и кондиционирование воздуха». Под общей ред канд. техн. наук И. Г Староверова Стройиздат, 1969.

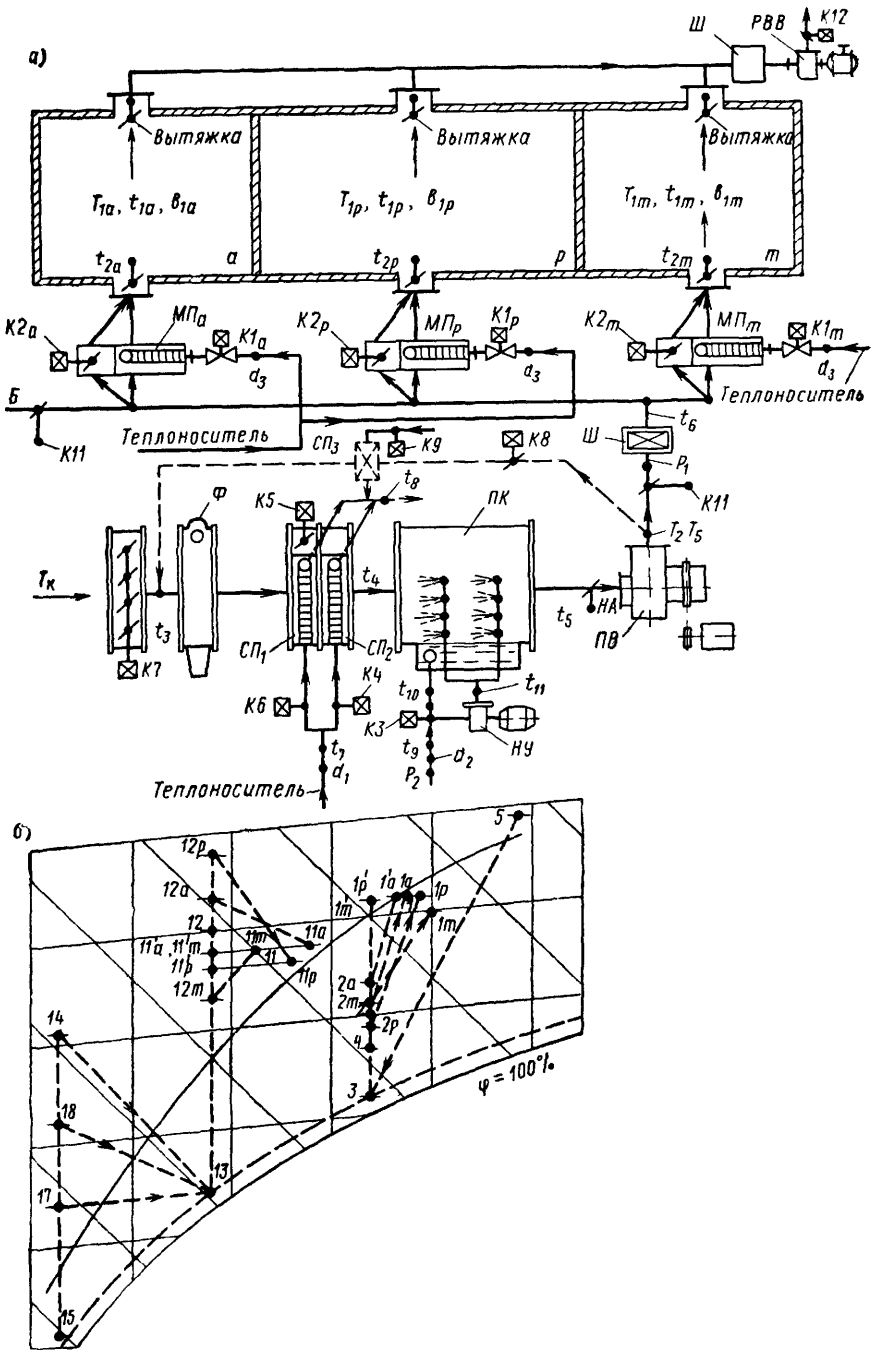


Рис. 12 Центральная прямоточная многозональная система кондиционирования воздуха, работающая полностью на наружном воздухе (см табт 11)

Примечание Калорифер $СП_3$, клапаны *К8* и *К9*, устанавливаются в районах Крайнего Севера для предупреждения замерзания калориферов первого подогрева

В теплый период года системы, работающие без рециркуляции, забирают наружный воздух (точка *5* на рис. 1.2,*б*), фильтруют и охлаждают его в камере орошения или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе до состояния, соответствующего параметрам точки *3*. Затем воздух, проходя через вентилятор и воздуховоды, нагревается (точка *4*) и, если нужно, дополнительно подогревается в местных подогревателях *МП* до температур, соответствующих точкам 2*a*, 2*p* или 2*m*, а затем нагнетается в помещения и приобретает там заданные параметры в обслуживаемой (О) или рабочей (РЗ) зоне.

В холодный период года наружный воздух (точка *15*) подогревается в калориферах первого подогрева до состояний, соответствующих параметрам точек *14*, *17* или *18*, увлажняется (точка *13*), нагревается в местных подогревателях до параметров, соответствующих точкам *12a*, *12p* или *12m*, при которых выпускается в помещения и приобретает заданные параметры в зонах О или РЗ.

Если в каком-либо из помещений *a*, *p* или *m* отсутствуют влаговыделения, то параметры воздуха в нем изменяются. Например, в помещении *p* они могут летом стать равными параметрам в точке $1_p'$, а зимой в точке $11_p'$ вместо параметров в точках *1p* и *11p*, соответствующих заданным влаговыделениям.

В холодный период года производительность СКВ стремятся сокращать, при этом возможность и пределы сокращения производительности определяются уменьшением избытков тепла в помещении, для борьбы с которыми работает система, условиями сохранения равномерности параметров воздуха в обслуживаемой или рабочей зонах помещения и необходимостью обеспечения санитарной нормы притока наружного воздуха.

При наличии в здании двух или большего числа кондиционеров прежде всего определяют возможность обеспечения заданного режима при уменьшенном числе работающих кондиционеров, а затем рассматривают необходимые пределы сокращения производительности отдельных установок.

Необходимая производительность СКВ на весь холодный период года определяется по условиям переходного режима, т. е. при параметрах наружного воздуха $t=10°$ С при $\varphi=70\%$, а фактическое переключение системы производится по обусловленным календарным датам, например, 15 октября, с тем чтобы на режим для теплого периода года система вновь включалась 15 мая.

Расчет сокращения производительности СКВ начинают с определения отношений избытков явного тепла в переходный период года к избыткам явного тепла в теплый период (в обоих случаях при расчетных параметрах наружного воздуха). Затем выбирают наибольшее из найденных отношений теплоизбытков в комплексе помещений, обслуживаемых данным кондиционером, и делают предположение, что подача воздуха во все зоны или помещения может быть уменьшена пропорционально этому отношению K_x. Далее определяют количество воздуха, которое поступит в каждую зону или помещение при выбранном отношении, и проверяют равномерность параметров воздуха в их обслуживаемых или рабочих зонах путем перерасчета воздухораспределителей. Практически считается, что при циркуляции воздуха менее пяти объемов помещения в 1 *ч* нельзя достичь удовлетворительной равномерности параметров. Количество наружного воздуха, которое содержится в приточном воздухе, подаваемом СКВ, находится в некоторой постоянной пропорции. Руководствуясь ею, определяют количество наружного воздуха, которое поступит в каждую зону или помещение после сокращения общей производительности кондиционера. Затем проверяют, достаточно ли этого количества наружного воздуха для удовлетворения санитарных норм. Если окажется, что санитарная нор-

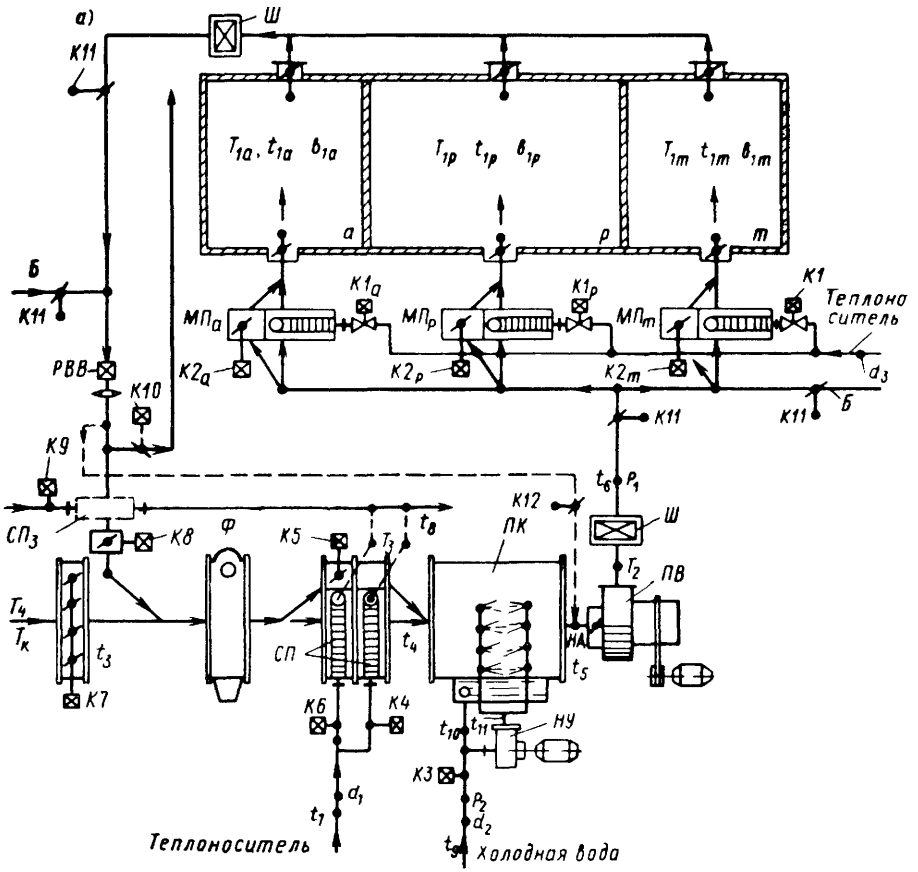


Рис 1 3 Центральная многозональная двухвентиляторная система кондиционирования воздуха, работающая с рециркуляциеи по одному или по двум каналам (второй канал показан пунктиром)

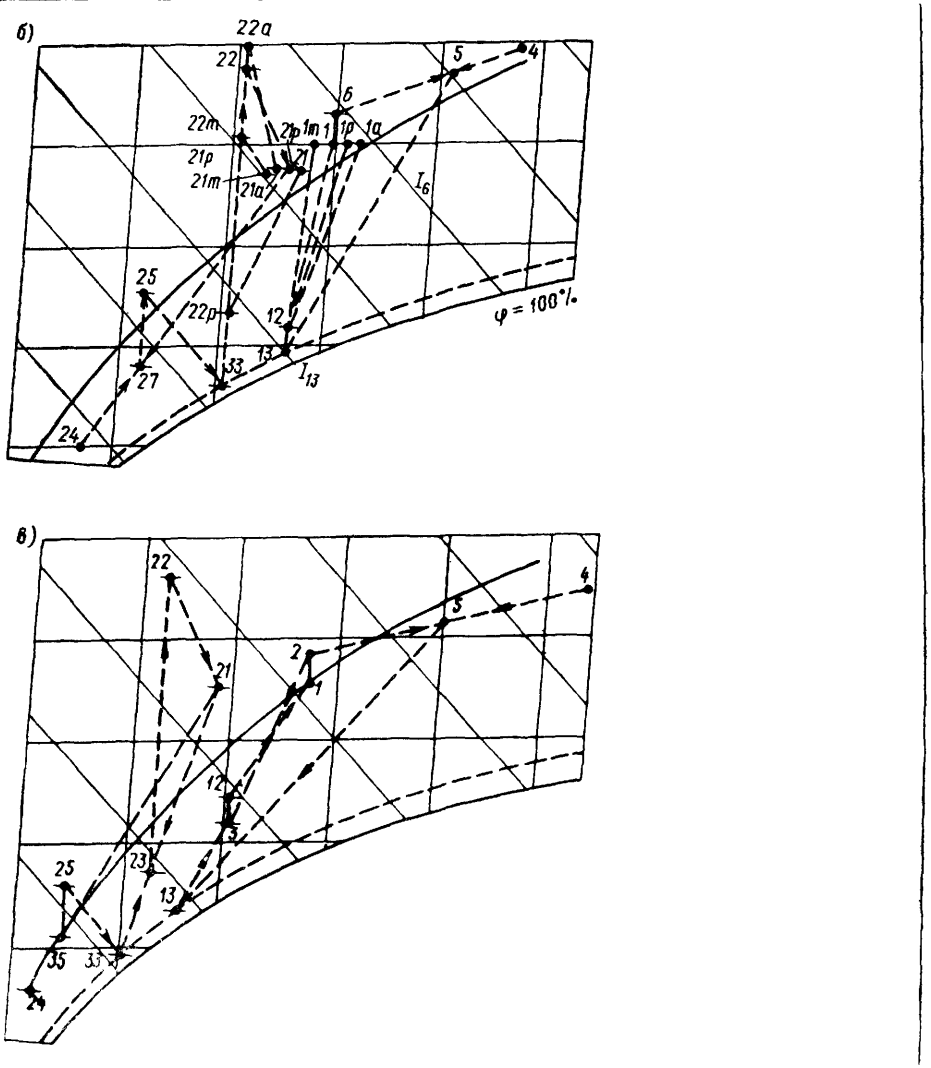
а — схема системы *б* — построение процессов на *I — d*-диаграмме при работе с одним первым рециркуляционным каналом, *в* — то же, при работе с двумя рециркуляционными каналами

Примечание Калорифер $СП_3$ и клапан *К9* устанавливаются в районах Крайнего Севера для предупреждения замерзания калориферов первого подогрева

ма больше, то в зависимости от экономической целесообразности изменяют пропорцию наружного воздуха, вводимого СКВ, или меняют отношение, положенное в основу сокращения производительности Снижение производительности СКВ экономически всегда оправдано, при этом для достижения наибольшего экономического эффекта следует применять: направляющие аппараты, устанавливаемые на всасывающих отверстиях вентиляторов, если сокращение производительности не превышает 30% от максимума и если производительность кондиционера по номиналу не более 120 тыс. $м^3/ч$; индукторные муфты скольжения при более глубоком уменьшении производительности кондиционеров и для кондиционеров производительностью 160—250 тыс. $м^3/ч$

Построение процесса приготовления воздуха на *I—d*-диаграмме для холодного периода года производится после того, как установлен коэффициент K_x, характеризующий допустимое сокращение производительности кондиционера на весь этот период.

С помощью коэффициента K_x для каждого помещения или зоны *а, р,* , *m* находят величину воздухообмена L_{11a}, L_{11p},..., L_{11m} , рабочую разность температур Δt_{11a}, Δt_{11p},. ., Δt_{11m} и разность влагосодержаний Δd_{11a}, Δd_{11p},..., Δd_{11m}



Затем от точки *11a*, характеризующей заданные параметры воздуха в помещении *a* (см. рис. 1.2,*б*), откладывают наибольшую из найденных величин разности влагосодержаний $\Delta d_{\text{макс}}$ и определяют влагосодержание воздуха, приготовленного для холодного периода года $d_{13} = d_{11a} - \Delta d_{\text{макс}}$. На *I*—*d*-диаграмме проводится соответствующая прямая *13—12p;* от пересечения прямых $t_{11a} - t_{11a}'$, $t_{11p} - t_{11p}'$ и d_{13} в точках *11a'*, *11p'*, *11m'* откладывают рабочие разности температур по d=const и разности влагосодержаний по t=const для каждого из помещений или зон, обслуживаемых кондиционером. Соединив соответствующие точки, характеризующие температуры приготовленного воздуха, t_{12a}, t_{12p}, t_{12m} и точки, характеризующие влагосодержание воздуха в помещении d_{11a}, d_{11p}, d_{11m}, получают линии процесса ассимиляции тепла и влаги в помещениях при расчетных параметрах для холодного периода года.

Далее определяют частные значения теплосодержаний воздуха в помещениях и среднее их значение I_{11}. На основании последнего строится процесс дальнейшей обработки воздуха в кондиционере.

Максимальный расход холода на охлаждение воздуха в системе,

работающей без рециркуляции (см. рис. 1 2), при расчетных условиях для теплого периода года составляет:

$$Q_{\text{х}} = Q_{\text{х}1} + Q_{\text{х}2} + Q_{\text{х}3} + Q_{\text{х}4} = L_{\text{п}}\gamma\,(I_5 - I_3)\ \ ккал/ч\,, \qquad (1.1)$$

где $L_{\text{п}}$ — полная производительность системы в $м^3/ч$;
γ — удельный вес приточного воздуха в $кг/м^3$,
$Q_{\text{х}1}$ — расход холода на охлаждение помещения, равный

$$Q_{\text{х}1} = L\gamma\,(I_1 - I_2)\ \ ккал/ч\,; \qquad (1.2)$$

I_1 — среднее теплосодержание воздуха в обслуживаемых помещениях в *ккал/кг*,
I_2 — среднее теплосодержание приготовленного воздуха в *ккал/кг*,
L — полезная производительность системы в $м^3/ч$,
$Q_{\text{х}2}$ — расход холода на охлаждение наружного воздуха, вводимого в помещение.

$$Q_{\text{х}2} = L\gamma\,(I_5 - I_1)\ \ ккал/ч\,; \qquad (1.3)$$

$Q_{\text{х}3}$ — расход холода, компенсирующий утечки воздуха, в *ккал/ч*;

$$Q_{\text{х}3} = (L_{\text{п}} - L)\ \gamma\,(I_5 - I_3) + L\gamma\,(I_1 - I_3)\ \ ккал/ч\,; \qquad (1.4)$$

$L_{\text{п}} - L$ — потери воздуха в сетях в $м^3/ч$;
$Q_{\text{х}4}$ — количество холода, непроизводительно теряемое вследствие работы калориферов второго подогрева и равное

$$Q_{\text{х}4} = L\gamma\,(I_2 - I_4)\ \ ккал/ч\,. \qquad (1.5)$$

Сравнительная экономичность СКВ определяется величиной коэффициента использования холода $\eta_{\text{х}}$, являющегося отношением полезных затрат холода на охлаждение помещения к общему расходу

$$\eta_{\text{х}} = Q_{\text{х}1}/Q_{\text{х}}\,. \qquad (1.6)$$

Максимальный расход тепла в системе $Q^{\text{I}}_{\text{т}1}$ при полной производительности в холодный период года $L_{\text{п х}}$ в $м^3/ч$ на нагрев воздуха в калориферах первого подогрева равен:

$$Q^{\text{I}}_{\text{т}1} = L_{\text{п х}}\gamma\,(I_{14} - I_{15})\ \ ккал/ч\,. \qquad (1.7)$$

Иногда представляется целесообразным снять часть тепловой нагрузки с калориферов первого подогрева, чтобы уменьшить их габариты и сопротивление. Этого можно добиться за счет частичного нагрева воздуха теплой водой, разбрызгиваемой в камере орошения Подогрев в калориферах можно производить до любой температуры в пределах между точками *17* и *14,* например, до точки *18* (см. рис. 1.2,*б*). Низшим пределом нагрева в калориферах практически считается изотерма *13* (прямая *17—13*), если ей соответствует температура 2° С и более. В настоящее время ведутся исследовательские работы по непосредственному нагреву водой воздуха, имеющего отрицательную температуру, вплоть до —25° С.

Нагрузка на калориферы первого подогрева в случае нагрева воздуха до температуры, представленной изотермой *17,* равна:

$$Q^{\text{I}}_{\text{т}2} = L_{\text{п х}}\gamma\,(I_{17} - I_{15})\ \ ккал/ч\,, \qquad (1.8)$$

а остальное количество тепла

$$\Delta Q^{\text{I}} = Q^{\text{I}}_{\text{т}1} - Q^{\text{I}}_{\text{т}2} - L_{\text{п х}}\gamma\,(I_{13} - I_{17})\ \ ккал/ч \qquad (1.9)$$

должно вноситься водой, которая подается в камеру орошения кондиционера и подогревается с помощью скоростного водоподогревателя или змеевика, расположенного в поддоне камеры.

Максимальный расход тепла в калориферах местного подогрева, соответствующий полному отсутствию теплоизбытков в помещениях, равен большей из двух следующих величин:

$$Q^{II} = 0{,}24\, L_{п}\, \gamma\, (t_1 - t_4) \quad ккал/ч; \tag{1.10}$$

$$Q^{II} = 0{,}24\, L_{п.\,х}\, \gamma\, (t_{12} - t_{13}) \quad ккал/ч, \tag{1.11}$$

где t_1 и t_{12} — средняя температура приготовленного воздуха в °С.

Система, приведенная на рис. 1.3, работает с переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха. Такие системы, как правило, экономичней систем, работающих с постоянным расходом компонентов смеси, так как обеспечивают максимальное использование наружного воздуха для охлаждения помещения.

Наиболее надежны системы, имеющие приточный *ПВ* и рециркуляционный *РВВ* вентиляторы (см. рис. 1.3,*а*). Но воздух на рециркуляцию в этих системах можно забирать и с помощью одного приточного вентилятора.

По сравнению с одновентиляторными двухвентиляторные СКВ значительно удобней в эксплуатации и расходуют меньше электроэнергии, если сопротивление рециркуляционных воздуховодов больше сопротивления участка питания кондиционеров наружным воздухом. Действительно, в этом случае система с одним вентилятором должна подавать все количество воздуха под давлением, необходимым для прохода воздуха через рециркуляционный воздуховод, аппараты кондиционера и сеть подающих каналов, а при двух вентиляторах разность между сопротивлениями рециркуляционного воздуховода и участка питания кондиционера наружным воздухом преодолевается рециркуляционным вентилятором, перемещающим, как правило, меньше воздуха, чем приточный вентилятор.

Кроме того, при одновентиляторной схеме для вытяжки воздуха из помещения также нужно иметь второй вентилятор, равный по производительности вентилятору *РВВ,* но работающий с переменным расходом воздуха от максимума до величины меньшей, чем минимальный приток наружного воздуха, на расход, необходимый для поддержания повышенного давления в помещениях. Регулирование вытяжного вентилятора по такой сложной зависимости от притока весьма затруднительно и возможно только с помощью регулятора, поддерживающего постоянную разность между давлением воздуха в помещении и наружным воздухом. Для устройства вытяжки, не связанной с рециркуляцией, требуется дополнительная система воздуховодов, что удорожает систему.

Устраивать естественную вытяжку из помещений, в которых кондиционируется воздух, не рекомендуется, так как при естественной вытяжке регулирование приходится вести в условиях, осложненных переменным противодавлением как по величине, так и по знаку: в теплый период года воздух внутри помещения холодней и тяжелей наружного, а зимой — наоборот.

Кроме того, для регулирования приходится употреблять клапаны значительно большей площади, чем при вентиляторной тяге, и суммарная неплотность их притворов может существенно повлиять на качество регулирования.

Системы с двумя вентиляторами производят меньше шума, так как вентиляторы работают при более низких давлениях, чем в одновентиляторных системах. Однако основными преимуществами двухвентиляторных систем являются надежность и удобство управления и регулирования, так как весь комплекс устройств, обеспечивающих приток и вытяжку из помещений, сосредоточивается в одном кондиционере.

При проектировании СКВ с двумя рециркуляционными каналами (см. рис. 1.3) следует обеспечить надежную увязку потерь давления во

втором рециркуляционном канале с потерями давления в секциях кондиционера.

В многозональных СКВ второй рециркуляционный канал регулируют вручную или дистанционно клапаном *К12*.

В теплый период года система, работающая с одной первой рециркуляцией (рис. 1.3,*б*), засасывает наружный воздух, который имеет параметры, характеризуемые точкой *4*, смешивает его с нагревшимся в вентиляторе *РВВ* (отрезок *1—6*) рециркуляционным воздухом (средние параметры его характеризуются точкой *1*), в результате чего получается смесь с параметрами, характеризуемыми точкой *5*. Весь воздух, подаваемый кондиционером, охлаждается в камере орошения или в орошаемом поверхностном воздухоохладителе до параметров, характеризуемых точкой *13*, нагревается в вентиляторе и воздуховодах до состояния, характеризуемого точкой *12*, нагнетается в помещения или зоны, ассимилирует тепло и влагу и принимает заданные номинальные параметры *1а, 1р, 1т*. В холодный период года наружный воздух (точка *24*) смешивается с рециркуляционным воздухом, средние параметры которого характеризуются точкой *21*, смесь (точка *27*) нагревается в калориферах первого подогрева до состояния, характеризуемого точкой *25*. Теплосодержание в точке *25* равно необходимому для создания требуемой влажности воздуха в помещении. Смесь увлажняется до состояния, характеризуемого точкой *33*, и нагревается в калориферах местного подогрева до состоянии, характеризуемых точками *22а*, *22р*, *22т*, а в среднем до состояния, характеризуемого точкой *22*. В зонах О или РЗ помещений воздух принимает заданные состояния (точки *21а*, *21р*, *21т*). Нагрев воздуха в рециркуляционном вентиляторе *РВВ* в холодный период года обычно не учитывают. Максимальный расход холода при расчетном режиме для теплого периода года составляет

$$Q_{\text{х}} = Q_{\text{х}1} + Q_{\text{х}2} + Q_{\text{х}3} = L_{\text{ор}}\,\gamma\,(I_5 - I_{13})\ \ккал/ч, \qquad (1.12)$$

где $L_{\text{ор}}$ — количество воздуха, проходящего камеру орошения, в $м^3/ч$ (для системы с одной первой рециркуляцией воздуха $L_{\text{ор}} = L_{\text{п}}\ м^3/ч$),

$Q_{\text{х}1}$ — расход холода на охлаждение помещения при введении воздуха $L\gamma$ в $кг/ч$, равный

$$Q_{\text{х}1} = L\,\gamma\,(I_1 - I_{12})\ \ккал/ч; \qquad (1.13)$$

$Q_{\text{х}2}$ — расход холода на охлаждение наружного воздуха $L_{\text{н}}\gamma$ в $кг/ч$, равный

$$Q_{\text{х}2} = L_{\text{н}}\,\gamma\,(I_4 - I_1)\ \ккал/ч; \qquad (1.14)$$

$Q_{\text{х}3}$ — расход холода на потери воздуха в сетях $L_{\text{п}} - L$ в $м^3/ч$, потери, связанные с охлаждением наружного воздуха, который проходит через неплотности сетей $L_{\text{п н}} - L_{\text{н}}$ в $м^3/ч$ и нагрев подаваемого и рециркуляционного воздуха $L_{\text{п}}\gamma - L_{\text{р}}\gamma$ в $кг/ч$ в сетях и вентиляторах,

$$Q_{\text{х}3} = (L_{\text{п}} - L)\,\gamma\,(I_1 - I_{12}) + L_{\text{п}}\,\gamma\,(I_{12} - I_{13}) + (L_{\text{п. н}} - L_{\text{н}})\,\gamma\,(I_4 - I_1) + \\ + L_{\text{р}}\,\gamma\,(I_6 - I_1)\ \ккал/ч. \qquad (1.15)$$

Максимальный расход тепла в калориферах первого подогрева системы $Q^{\text{I}}_{\text{т}1}$ при производительности, установленной для холодного периода года $L_{\text{п х}}$, и подаче наружного воздуха $L_{\text{п н}}$ в $м^3/ч$ равен

$$Q^{\text{I}}_{\text{т}1} = L_{\text{п. н}}\,\gamma\,(I_{25} - I_{24}) = L_{\text{п х}}\,\gamma\,(I_{25} - I_{27})\ \ккал/ч. \qquad (1.16)$$

Максимальный расход тепла в калориферах второго подогрева определяется по аналогии с расчетом по формулам (1.10) и (1.11), но с заменой в них t_4 на t_{12}, t_{12} на t_{22} и t_{13} на t_{33}.

В системе с двумя рециркуляционными каналами (рис 1.3,*в*) наружный воздух, имеющий расчетные параметры для теплого периода года (точка *4*), смешивается с рециркуляционным воздухом (точка *2*) и смесь с параметрами, характеризуемыми точкой *5*, охлаждается в камере орошения или в орошаемом поверхностном воздухоохладителе

до состояния, характеризуемого точкой *13*. Рециркуляционный воздух (точка *2*), поступая по второму рециркуляционному каналу, подмешивается к охлажденному воздуху (точка *13*). Смесь (точка *3*), проходя приточный вентилятор и воздуховоды, нагревается до состояния, характеризуемого точкой *12*, и выпускается в помещения, где, ассимилируя тепло и влагу, приобретает заданные параметры, которые представлены средней величиной (точка *1*). В рециркуляционном вентиляторе воздух (точка *1*) подогревается до параметров, характеризуемых точкой *2*.

При расчетных условиях для холодного периода (точка *24*) наружный воздух смешивается с рециркуляционным (точка *21*), смесь (точка *35*) подогревается калориферами первого подогрева до состояния, характеризуемого точкой *25*, затем увлажняется и приобретает параметры, характеризуемые точкой *33*. Воздух, поступающий по второму рециркуляционному каналу, смешивается с увлажненным воздухом и смесь приобретает параметры, характеризуемые точкой *23*, затем нагревается в калориферах второго подогрева до состояния, характеризуемого точкой *22*, и выпускается в помещения, где, ассимилируя влагу и нагревая помещения, воздух приобретает параметры, которые на *I—d*-диаграмме представлены средней величиной (точка *21*).

Количество воздуха, проходящего камеру орошения $L_{\text{ор}}\gamma$ в долях от полной производительности кондиционера $L_{\text{п}}\gamma$ в расчетных условиях для теплого периода года, равно

$$(\overline{L}_{\text{ор}}\ \overline{\gamma}) = \frac{L_{\text{р}}\gamma}{L_{\text{п}}\gamma} = \frac{I_2 - I_3}{I_2 - I_{13}}. \qquad (1.17)$$

Количество этого воздуха составляет

$$L_{\text{ор}}\gamma = (\overline{L}_{\text{ор}}\ \overline{\gamma})\ L_{\text{п}}\gamma\ \ кг/ч. \qquad (1.18)$$

Количество воздуха, проходящего по первому рециркуляционному каналу, определяется как разность

$$L_{\text{п 1 р}}\gamma = L_{\text{ор}}\gamma - L_{\text{п. н}}\gamma\ \ кг/ч, \qquad (1.19)$$

а количество воздуха, проходящего по второму рециркуляционному каналу, — как разность

$$L_{\text{п 2 р}}\gamma = L_{\text{п}}\gamma - L_{\text{ор}}\gamma\ \ кг/ч. \qquad (1.20)$$

где $L_{\text{п.н}}\gamma$ — полный расход наружного воздуха в *кг/ч*;

$L_{\text{п}}\gamma$ — полная производительность кондиционера в *кг/ч*.

Максимальные расходы холода и тепла для системы, имеющей два рециркуляционных канала, определяются по формулам, аналогичным формулам (1.12) — (1.16).

Автоматическое регулирование и контроль описанных многозональных систем, работающих на наружном воздухе или с рециркуляцией, осуществляются следующим образом. Установленные в помещениях или в зонах одного помещения терморегуляторы T_{1a}, T_{1p}, T_{1m} управляют калориферами местного второго подогрева путем регулирования подачи теплоносителя клапанами *K1a*, *K1p*, *K1m* и расхода воздуха обводными клапанами *K2a*, *K2p*, *K2m*, если установлена необходимость применения обводных клапанов (теплоноситель пар). Постоянство влажности обеспечивается терморегулятором «точки росы» T_2, который во всех описанных системах на режимах охлаждения (в теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру орошения или в поверхностный орошаемый воздухоохладитель с помощью клапана *K3*. В системах, не имеющих рециркуляции, в холодный период года терморегулятор T_2 управляет клапанами *K4*, *K6*, а при необходимости также и клапаном *K5* (теплоноситель пар), регулирующими работу калориферов первого подогрева.

В системах с первой рециркуляцией воздуха регулятор T_2 в

теплый период года работает совместно с двухпозиционным терморегулятором T_4, датчиком которого является мокрый термометр, установленный в потоке наружного воздуха и работающий по следующей программе. При теплосодержании наружного воздуха $I_н > I_6$ терморегулятор T_4 (см. рис. 1.3,*а*) устанавливает воздушные клапаны *К7* и *К8* на режим минимальной подачи только наружного воздуха и максимальной подачи рециркуляционного воздуха. Когда теплосодержание наружного воздуха лежит в пределах $I_{13} < I_н < I_6$, терморегулятор T_4 устанавливает клапаны *К7* и *К8* на режим подачи только наружного воздуха и подключает управление этими клапанами непосредственно к терморегулятору T_2, который управляет ими в холодный период года, характеризуемый условиями $I_н < I_{13}$. В холодный период регулятор T_2 при понижении теплосодержания наружного воздуха от I_{13} до минимума с помощью клапанов *К7* и *К8* постепенно сокращает подачу наружного воздуха и доводит ее до минимума. После этого регулятор T_2 переходит на управление клапанами *К4* и *К6* (а при необходимости и обводным клапаном *К5*), регулирующими работу калориферов первого подогрева. Воздушный клапан *К10* открывается при пуске кондиционера и закрывается при его остановке.

В системах большой производительности (60 тыс. *м*³/*ч* и более) и в случаях, когда требуется обеспечить надежный подпор воздуха в кондиционируемом помещении, воздушный клапан на выбросе *К10* присоединяют к установленному в помещении регулятору избыточного давления $Д_1$ (в однозональных системах).

В холодный период года СКВ, работающие по двухвентиляторной схеме, следует запускать, начиная с включения рециркуляционно-вытяжного вентилятора и открытия клапанов *К4* и *К6* на теплоносителе у калориферов первого подогрева, тогда СКВ заполняется теплым воздухом из помещения и часть его выдавливается через неплотности закрытых клапанов *К7* и *К10*, благодаря чему примерзшие створки клапанов быстро оттаивают и клапаны могут быть открыты без применения электропрогрева. Открытие и закрытие клапанов *К7* и *К10* блокируется с пуском и остановкой приточного вентилятора.

В схему терморегулятора T_2 может быть включен корректирующий терморегулятор $T_к$, установленный в канале наружного воздуха.

Для уменьшения опасности замерзания калориферов первого подогрева их следует устанавливать в два ряда последовательно (по ходу воздуха) и оборудовать отдельными регулирующими клапанами на трубопроводах, подводимых к каждому ряду.

Для предупреждения замерзания калориферов первого подогрева, до пуска кондиционера в зимнее время, следует включать теплоноситель для трех-пятиминутного прогрева калориферов при полностью открытых клапанах *К4* и *К6*. Затем регулирование подачи теплоносителя следует вести клапаном *К4*, сокращая или увеличивая подачу тепла во второй ряд калориферов (считая по ходу воздуха), и только после закрытия клапана *К4* следует переводить регулирование на клапан *К6*, управляющий первым рядом калориферов.

Калориферы первого подогрева с поверхностью нагрева, превышающей более чем на 10% потребную при теплоносителе воде, следует оборудовать ручными или дистанционно управляемыми обводными клапанами *К5*. При теплоносителе паре клапаны *К5* должны устанавливаться на калориферах первого подогрева всегда и автоматически регулироваться одновременно с клапаном *К4*.

Для предупреждения замерзания калориферов первого подогрева устраивается автоматика, действующая во время работы вентилятора кондиционера и после его остановки.

При включенном приточном вентиляторе защита калориферов (при теплоносителях воде и паре) систем, работающих на наружном воздухе (без рециркуляции), производится датчиком температуры T_5, который устанавливается в приточном воздуховоде (см. рис. 1.2). Датчик настраивается на аварийную температуру на 5—10° ниже нормальной температуры, контролируемой терморегулятором T_2 (но не ниже 2°) и соединяется с регулятором, который выключает приточный вентилятор, подает аварийный сигнал, полностью закрывает приемный клапан *К7* наружного воздуха и открывает клапаны *К4* и *К6* на подаче теплоносителя, если температура понизится до аварийной. В СКВ с рециркуляцией те же функции выполняет датчик T_3, установленный на трубопроводе воды или конденсата, который выходит из первого ряда калориферов (см *рис 1.3, а*). *Датчик T_3 обычно настраивают на температуру* 30°С.

При остановленном приточном вентиляторе наиболее надежна организация постоянного прогрева калориферов путем автоматического включения подачи теплоносителя клапанами *К4* и *К6* на 40—60 *сек* через каждые 2—4 *мин*.

В этом режиме автоматика, защищающая калориферы первого подогрева от замораживания, включается терморегулятором $T_к$, если температура наружного воздуха понижается ниже 2°С, и отключается при более высокой температуре.

В районах Крайнего Севера, где расчетные температуры наружного воздуха опускаются ниже —40°С, в системах, работающих на наружном воздухе (см. рис. 1.2), устраивают возврат части приготовленного воздуха (до 20%) в камеру до калориферов первого подогрева. На воздуховоде возвращаемого воздуха устанавливают клапан *К8* и калорифер $СП_3$ с клапаном *К9*. В этом случае терморегулятор $T_к$ включает оба клапана *К8* и *К9* при падении наружной температуры ниже опасного предела, например ниже —35°С.

В системах, работающих с рециркуляцией (см. рис. 1.3) в районах Крайнего Севера, устанавливают дополнительный калорифер $СП_3$, управляемый клапаном *К9* и включаемый терморегулятором $T_к$. На Аляске (США) иногда также прибегают к установке калориферов первого подогрева в канале рециркуляционного воздуха.

Местные или дальномерные приборы должны контролировать: постоянно температуру и влажность в обслуживаемых помещениях — точки t_{1a}, t_{1p} и t_{1m}, $в_{1a}$, $в_{1p}$ и $в_{1m}$ и периодически температуры в воздуховодах и кондиционере — точки t_{2a}, t_{2p}, t_{2m}, t_3—t_6; температуры воды и теплоносителя — точки t_7—t_{11}; давления воды и теплоносителя — точки d_1—d_3; расходы воздуха и холодной воды — точки p_1 и p_2.

5. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ТЕРМОКОНСТАНТНЫХ ПОМЕЩЕНИЙ[1]

Термоконстантные помещения лабораторий и промышленных предприятий прецизионного приборостроения в зависимости от точности поддержания температуры в рабочей (РЗ) или обслуживаемой (О) зоне делятся на четыре группы (табл. 1.2).

Кондиционирование воздуха в помещениях 1-й и 2-й групп может быть осуществлено многозональными СКВ, описанными на стр. 11—21. При этом необходимо тщательно продумать разбивку помещений на зоны соответственно распределению тепловых нагрузок, особенно для помещений 2-й группы, и предусматривать воздухораспределение, обеспечивающее достаточную равномерность параметров в рабочей зоне помещений. Необходимо учитывать, что в точке установки датчика поддерживать температуру с отклонениями в пределах $\pm 0{,}3 \div 0{,}5°$ не пред-

[1] По материалам инж В А Орлова.

Таблица 12

Температуры термоконстантных помещений (в рабочей или обслуживаемой зоне)

Группа	Номинальная температура в °С	Допускаемые отклонения в пределах зон в °С
1	20	±1 до ±2
2	20	±0,5
3	20	+0,1 до ±0,2
4	20	±0,03 до ±0,05

ставляет существенных трудностей, но отклонения температуры на некоторых расстояниях от датчика зависят от неконтролируемого взаимодействия тепловыделений и связывающего эффекта воздушных потоков.

Для достижения заданной точности поддержания температур в помещениях 3-й и 4-й групп необходимы специальные строительные и технологические решения и прежде всего заключение кондиционируемого помещения внутрь другого помещения — оболочки, изолирующей его от влияния изменения температур наружного воздуха и колебания температур в соседних помещениях.

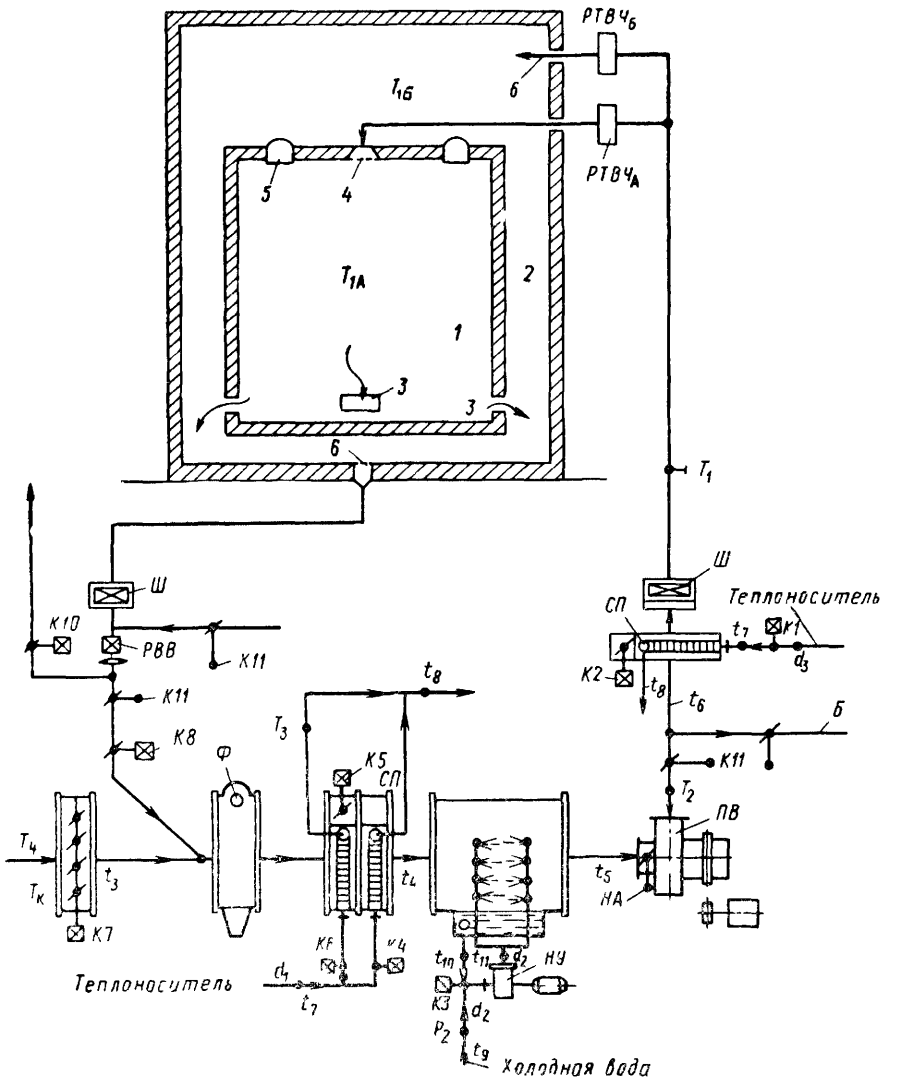


Рис. 14. Центральная система кондиционирования воздуха помещения для прецизионных работ

1 — помещение для прецизионных работ, *2* — вспомогательное помещение — оболочка; *3* — решетки для вытяжки воздуха, *4* — воздухораспределитель, *5* — светильник; *6* — воздухораспределитель для оболочки (остальные обозначения см. в табл. 1.1)

Помещение должно освещаться только искусственным светом — светильниками, которые помещаются в пределах оболочки и охлаждаются водой или воздухом, отводящими тепло за пределы оболочки.

Технологический процесс должен сопровождаться минимальными и равномерными выделениями тепла. Приводы механизмов следует выносить за пределы обслуживаемого помещения внутрь оболочки, а операции, во время которых колебания температуры не должны превышать $\pm 0{,}05°$, следует производить автоматами, и на это время из помещений должны выходить люди и должен выключаться свет.

По схеме кондиционирования воздуха помещений 3-й и 4-й групп, приведенной на рис. 1.4, в период подготовки и наладки технологического оборудования в помещение и в оболочку подается воздух от *кондиционера по отдельным каналам*. В каждом из каналов установлены электронагреватели, входящие в комплект регуляторов температуры высокой чувствительности *РТВЧ* (например, регуляторы по промышленной нормали ПН 2.977.004.СХЭ, разработанные ВНИИ физико-технических и радиотехнических измерений).

Количество воздуха, подаваемого в рабочее помещение и оболочку, определяется максимальными избытками явного тепла во время подготовительного технологического режима и рабочей разностью температур $\Delta t_р = 1°$. В этот период колебания температур в рабочем помещении следует ожидать $\pm 0{,}2 \div 0{,}1°$.

При включении технологического оборудования на автоматическую работу, выключении света и удалении обслуживающего персонала подача притока в помещение *1* прекращается и через 2—2,5 *ч* колебания температуры могут быть уменьшены до $\pm 0{,}05°$. В это время приток воздуха осуществляется только внутрь оболочки *2*, где поддерживается температура $20 \pm 0{,}2°C$; теплообмен с рабочим помещением происходит через ограждения оболочки и таким образом сводится к минимуму.

Приготовление воздуха по схеме, приведенной на рис. 1.4, в пределах кондиционера аналогично описанному на стр. 17—21, для кондиционера, к которому подводится воздух только по первому рециркуляционному каналу (см. рис. 1.3, *а* и *б*). Однако терморегулятор T_1, управляющий работой калорифера местного подогрева *СП*, устанавливается в воздуховоде после этого калорифера (см. рис. 1.4), а регулирование температуры в помещении и оболочке осуществляется регуляторами *РТВЧ* от датчиков $T_{1А}$ и $T_{1Б}$.

6. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ОСОБО ЧИСТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ[1]

Процессы производства полупроводников, точной оптики и механики и многие другие требуют высокой чистоты воздуха. Для ведения этих процессов необходимы специальные помещения, оборудованные сложными и надежными устройствами для обеспыливания и кондиционирования воздуха.

Пыль вносится в помещения с наружным воздухом, через двери и люки в вентиляционном оборудовании, а также через двери и окна обслуживаемых помещений. Известно, например, что в 1 $м^3$ воздуха крупного промышленного города содержится до 300 млн. пылинок размером от долей до сотен микрон. Внутренние источники пылевыделений — это процессы производства, а также персонал.

По стандартам США воздух помещений в зависимости от содержания в нем пыли подразделяется на три класса.

---

[1] По материалам инж. Л. П. Кварталова.

Класс 100 000 — воздух, содержащий в 1 $м^3$ не более 3,5 млн пылинок (100 тыс. пылинок в 1 футе^3) размерами 0,5 *мк* и более, в том числе не более 24,5 тыс. пылинок размерами 5 *мк* и более

Класс 10 000 — воздух, содержащий в 1 $м^3$ не более 350 тыс. пылинок (10 тыс. пылинок в 1 футе^3) размерами 0,5 *мк* и более, в том числе до 2,3 тыс. пылинок размерами 5 *мк* и более.

Класс 100 — воздух, содержащий в 1 $м^3$ не более 3500 пылинок (100 пылинок в 1 футе^3) размерами 0,5 *мк* и более.

Графически деление воздуха на классы чистоты показано на рис 1 5

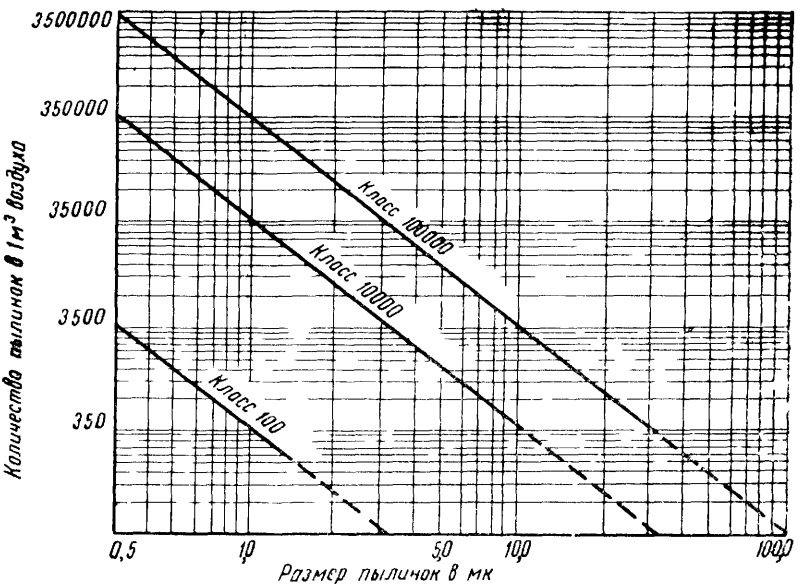


Рис 1 5 Классы чистоты воздуха

До последнего времени широко применялись СКВ по схеме, приведенной на рис 1 6 Воздух в этой системе проходит сначала фильтр грубой очистки *2* и промежуточный фильтр *10*, а затем абсолютный фильтр *11*, где улавливаются частицы пыли размером до 0,3—0,5 *мк*. Чистый воздух поступает в помещение через воздухораспределительное устройство *13*, в качестве которого применяются плафоны, перфорированные панели и решетки. Из помещения воздух удаляется через решетки у пола *14* вентилятором *15*, направляющим часть воздуха на повторную обработку в кондиционер по воздуховоду *16* или *17*, а остаток — в атмосферу по воздуховоду *18*. Такие системы могут обеспечить снижение запыленности 1 $м^3$ воздуха в помещении до 1,75 млн. пылинок. При этом в помещении неизбежно возникают зоны с повышенной турбулентностью и застойные зоны, вследствие чего происходит взмучивание и оседание пылевых частиц размером до нескольких сотен микрон. Для создания в помещении мест с более высокой чистотой воздуха устанавливаются камеры или боксы *А* и *Б* (см. рис. 1.6), в которых воздух проходит дополнительную очистку. В боксы встроены вентиляторы *20*, *22* и *23* и воздушные фильтры—промежуточные *21* и *24* и абсолютные *19* и *25*

В последнее время в СССР и ряде других стран для обеспечения более высокой чистоты воздуха, чем та, которая может быть достигнута описанной выше системой, начали применять так называемые системы с ламинарным потоком воздуха (рис. 1.7). Воздух подается в чистое помещение через очень большую поверхность, например через потолок

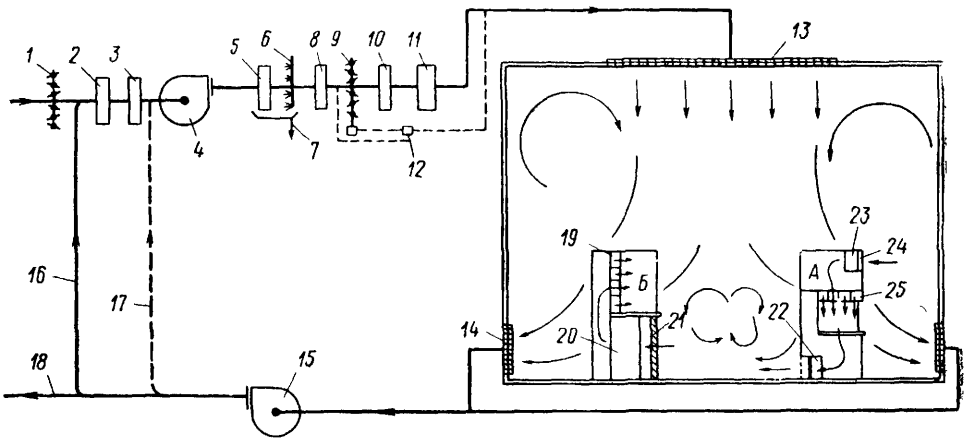


Рис 16 Центральная система кондиционирования воздуха для чистых помещений с турбулентным потоком воздуха

А и *Б* — местная установка (бокс) соответственно с ниспадающим и поперечным ламинарным потоком, *1* — воздушный клапан; *2* — фильтр грубой очистки, *3* — калорифер первого подогрева, *4* — подающий вентилятор, *5* — воздухоохладитель; *6* — увлажнитель, *7* — дренаж, *8* — калорифер второго подогрева, *9* — воздушный клапан; *10* — промежуточный фильтр, *11* — абсолютный фильтр, *12* — регулятор статического давления; *13* — воздухораспределительное устройство, *14* — вытяжные отверстия, *15* — рециркуляционно-вытяжной вентилятор; *16* — рециркуляционный воздуховод; *17* — возможное положение рециркуляционного воздуховода; *18* — воздуховод для выброса в атмосферу, *19* и *25* — абсолютные фильтры в местной установке, *20* *22* и *23* — вентиляторы местной установки *21* и *24* — промежуточные фильтры местной установки

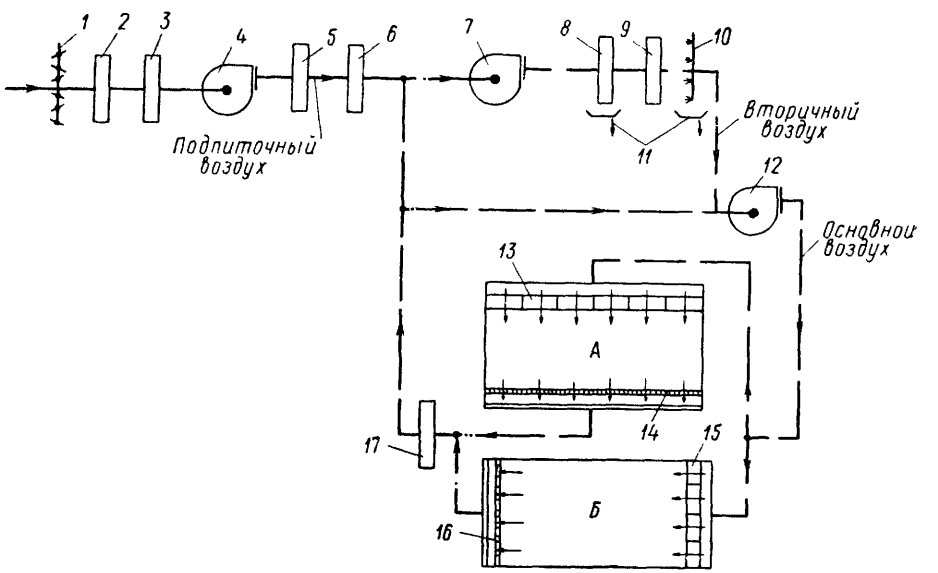


Рис 17. Центральная система кондиционирования воздуха для чистых помещений с ламинарным потоком воздуха

А — чистое помещение с ламинарным потоком воздуха ниспадающим, *Б* — то же, с поперечным; *1* — воздушный клапан; *2* — фильтр грубой очистки (коэффициент очистки 50%); *3* — промежуточный фильтр (коэффициент очистки 65%), *4* — вентилятор наружного воздуха, *5* — абсолютный фильтр (коэффициент очистки 99,97%); *6* — калорифер; *7* — вентилятор вторичного воздуха; *8* — воздухоохладитель; *9* — калорифер; *10* — увлажнитель; *11* — дренаж, *12* — вентилятор основного воздуха; *13* и *15* — абсолютные фильтры: *14* — решетчатый пол, *16* — вытяжные отверстия; *17* — промежуточный фильтр

(помещение *А*) или через стену (помещение *Б*), а удаляется через всю поверхность пола или через противоположную стену. Приточный воздух предварительно почти полностью очищается от пылинок размером 0,3—0,5 *мк* и более. Однако и здесь нельзя избежать частичной турбулизации приточных воздушных струй при встрече с препятствиями, хотя за ними струи сохраняют основное направление и идут к вытяжным решеткам. Нарушения основного направления потока не велики, если в поперечном сечении помещения воздух движется со средней скоростью $0{,}45 \pm 0{,}1$ *м/сек*, что соответствует подаче 1620 ± 360 *м³/ч* на 1 *м²* общей площади потолка или стены помещения, и когда в помещении высотой 3 *м* создается обмен воздуха около 500 объемов в 1 *ч*. При уменьшении средней скорости потока до 0,35 *м/сек*, т. е. при подаче воздуха 1260 *м³/м²·ч*, возникающие в помещении загрязнения частично распространяются в направлениях, отличных от направления основного потока. Увеличение скорости до 0,56—0,61 *м/сек*, что соответствует подаче воздуха 1960—2130 *м³/м²·ч*, приводит к повышению чистоты в помещении, однако это должно быть обосновано технико-экономическим расчетом.

Системы с подачей воздуха через потолок (помещение *А* на рис. 1.7) и удалением воздуха через пол более совершенны, чем системы с горизонтальной подачей воздуха (помещение *Б*). Абсолютные фильтры *13* обычно устанавливаются перед распределительными потолочными панелями. Пыль, образующаяся в помещении, уносится вниз. В помещениях с такой схемой очистки воздуха уровень запыленности может быть снижен до 3500 пылинок в 1 *м³* и менее (класс 100).

В помещении с поперечным ламинарным потоком воздуха (помещение *Б* на рис. 1.7) происходит увеличение запыленности на участках, прилегающих к стене, в которой расположены приемные решетки. Исследованиями такой схемы было установлено, что в помещении длиной около 35 *м* при числе работающих более 50 человек уровень запыленности был непостоянен и в «грязном» конце помещения колебался от 35 тыс. до 2,1 млн. пылинок в 1 *м³* воздуха. Однако этот способ очистки воздуха легче осуществим и поэтому широко применяется в промышленности, если по технологическому процессу более чистые операции располагаются в «чистом» конце помещения, а операции, допускающие бо́льшие загрязнения, — в токе удаляемого воздуха.

В чистых помещениях должно поддерживаться избыточное статическое давление не менее 1,25 *кГ/м²*, в том числе и при открывании двери в смежное помещение.

Постоянная температура в чистых помещениях поддерживается в зависимости от технологических требований для обеспечения комфорта работающим. Постоянство влажности необходимо для защиты материалов, изделий и инструмента от коррозии, предотвращения выпадения влаги на рабочих поверхностях и снижения зарядов статического электричества. Коррозия точно обработанных поверхностей существенно усиливается при относительной влажности более 50%, а образование статического электричества на этих поверхностях—при 40% и менее. Статические заряды способствуют притяжению взвешенных частиц и могут привести к повышению концентрации пыли в зоне обработки деталей до недопустимых пределов. Обычно поддерживают температуру и относительную влажность воздуха, указанные в табл. 1.3

Таблица 13

Параметры воздуха в особо чистых помещениях

Наименование	Температура	Относительная влажность в %
В пределах помещения	20—26°С	40—55
В точке регулирования	22°С	45
Допустимые колебания:		
обычные	±2°	±5
предельно точные	±0,5°	±2

Для тонкой очистки воздуха следует применять фильтры, улавливающие пылевые частицы размером более 0,3 *мк* при общем коэффициенте очистки до 99,97%.

7. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ДВУХКАНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Кондиционеры центральных двухканальных СКВ подают к кондиционируемым помещениям по двум параллельным каналам горячий и холодный воздух. Температура в каждом помещении регулируется комнатным терморегулятором, воздействующим на исполнительный механизм смесительного воздушного клапана *СК*, который изменяет соотношение количества горячего и холодного воздуха в подаваемой смеси.

По эффекту действия двухканальные системы равнозначны многозональным системам, но обладают следующими достоинствами: отсутствие в обслуживаемых помещениях или вблизи них теплообменников, трубопроводов тепло- и холодоносителя, а также электропроводок; максимальное использование холода наружного воздуха в переходное время года; возможность совместной работы с системой отопления с местными приборами, что особенно важно для существующих зданий, системы отопления которых при устройстве двухканальных СКВ могут быть сохранены. Недостатки двухканальных систем низкого давления — повышенные затраты на устройство и тепловую изоляцию параллельных воздуховодов и затруднительность прокладки воздуховодов как во вновь строящихся зданиях, так особенно в существующих зданиях.

Двухканальные системы бывают прямоточными (рис. 1.8) и с применением рециркуляции (рис. 1.9). В состав центральной двухканальной системы кондиционирования воздуха (см. рис. 1.8) кроме кондиционера входят: калорифер второго подогрева и регулирующие клапаны к нему *К9* и *К10*; смесительные клапаны $СК_а$, $СК_р$ и $СК_т$ по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений; клапаны для распределения воздуха *К8* между воздухопроводами холодного и подогретого воздуха (если местные смесители не имеют регуляторов постоянства расхода воздуха).

Смесительные клапаны для двухканальных систем низкого давления (см. рис. 1,8, *в* и *г*) разработаны Ленинградским отделением Проектпромвентиляции (инженеры В. В. Ловцов, Б. И. Потехин, В. Ф. Пустошная) и испытаны ВНИИ охраны труда ВЦСПС в Ленинграде (инж. Л. В. Павлухин). Результаты испытания клапана приведены на рис. 1.8,*д*, при этом отношение расходов воздуха в подводящих каналах L_1 и L_2 к суммарному расходу воздуха через клапан L_0 выражается формулами

$$\frac{L_1}{L_0} = \sqrt{\frac{\zeta^{I}_{р.у} + \zeta_{ш} + \zeta^{I}_{0}}{\zeta^{I}_{р.у} + \zeta_{ш} + \zeta^{I}}}; \qquad (1.21)$$

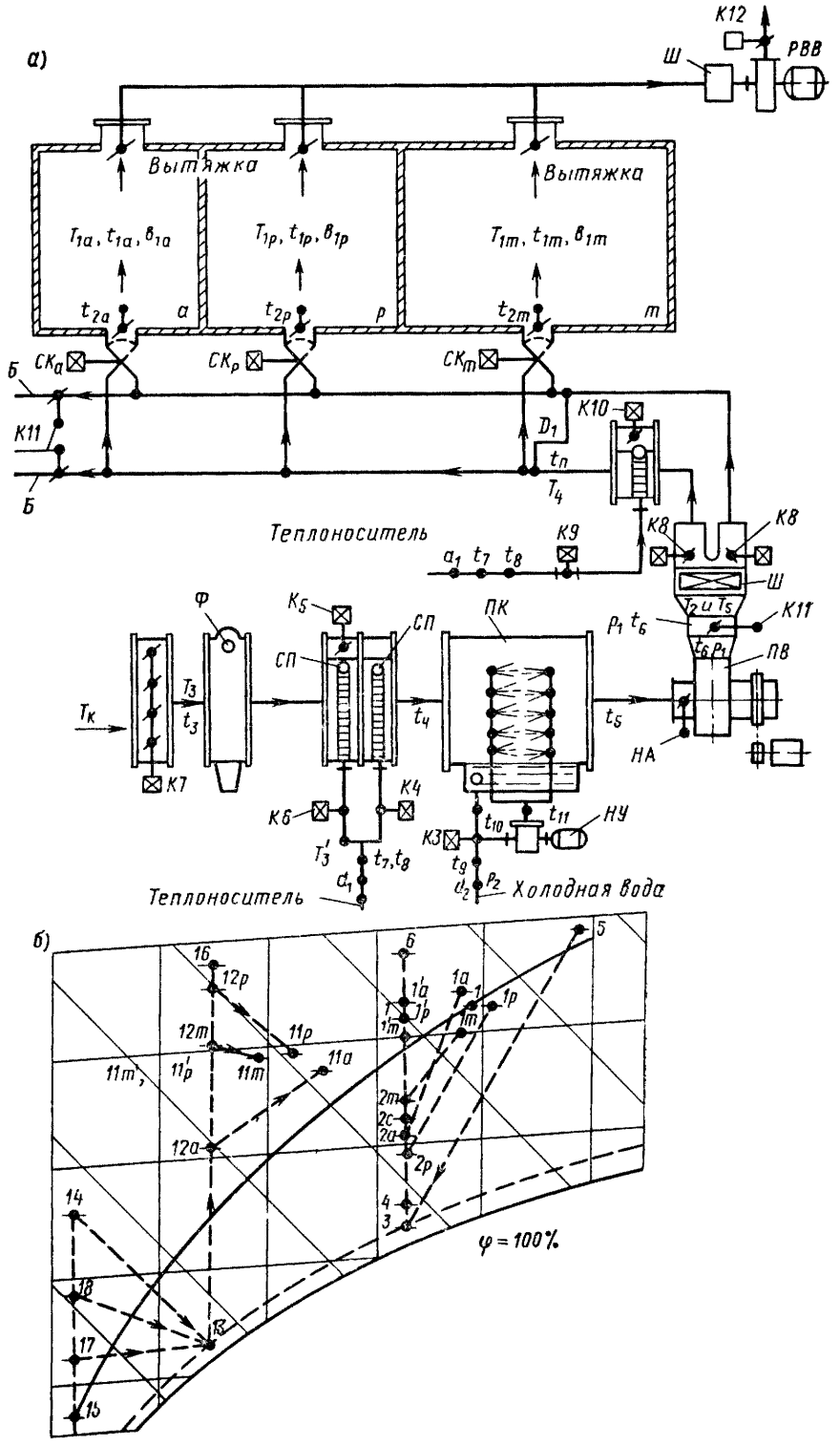
$$\frac{L_2}{L_0} = \sqrt{\frac{\zeta^{II}_{р.у} + \zeta_{ш} + \zeta^{II}_{0}}{\zeta^{II}_{р.у} + \zeta_{ш} + \zeta^{II}}}, \qquad (1.22)$$

где $\zeta_{ш}$ — коэффициент сопротивления установочного шибера;

ζ^{I}_{0} и ζ^{II}_{0}, ζ^{I} и ζ^{II} — коэффициенты сопротивления клапана соответственно в открытом и промежуточных положениях регулирующей заслонки при отсутствии установочного шибера;

$\zeta^{I}_{р.у}$, $\zeta^{II}_{р.у}$ — коэффициенты сопротивления ветвей, отнесенные к скоростному давлению в присоединительных патрубках клапанов *1* и *2* (см. рис. 1 8, *в*).

Величины коэффициентов сопротивления установочного шибера $\zeta_{ш}$ и регулирующей заслонки ζ^{I} и ζ^{II} могут быть приняты по табл. 1.4.


а)
К12
РВВ
Ш
Вытяжка
Вытяжка
$T_{1a}, t_{1a}, в_{1a}$
$T_{1p}, t_{1p}, в_{1p}$
$T_{1m}, t_{1m}, в_{1m}$
t_{2a}
a
t_{2p}
p
t_{2m}
m
Б
$СК_a$
$СК_p$
$СК_m$
К11
Б
D_1
$t_п$
T_4
К10
Теплоноситель
a_1 t_7 t_8
К9
К8
К8
Ш
Ф
$К_5$
СП
СП
ПК
$T_к$
T_3
t_3
t_4
t_5
T_2 и T_5
К11
p_1 t_6
t_6 p_1
ПВ
НА
К7
К6
К4
T_3'
t_7, t_8
d_1
К3
t_{10}
t_{11}
НУ
t_9
d_2 p_2
Холодная вода
Теплоноситель
б)
16
12p
12m
11p
11m
11m'
$11_p'$
11a
12a
14
18
17
15
13
б
1a
1p
1m
1'a
1'p
1'm
2m
2c
2a
2p
4
3
5
$\varphi = 100\%$

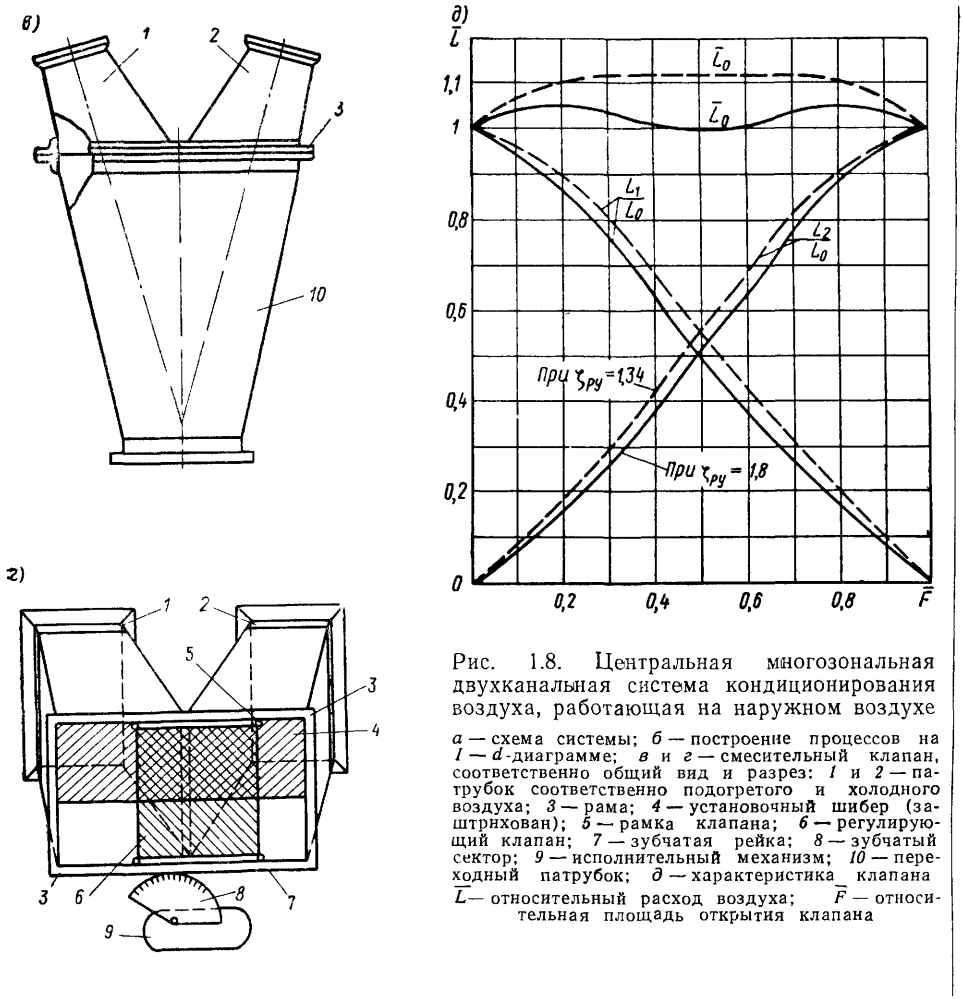


Рис. 1.8. Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха, работающая на наружном воздухе

а — схема системы; *б* — построение процессов на *I — d*-диаграмме; *в* и *г* — смесительный клапан, соответственно общий вид и разрез: *1* и *2* — патрубок соответственно подогретого и холодного воздуха; *3* — рама; *4* — установочный шибер (заштрихован); *5* — рамка клапана; *6* — регулирующий клапан; *7* — зубчатая рейка; *8* — зубчатый сектор; *9* — исполнительный механизм; *10* — переходный патрубок; *д* — характеристика клапана $\bar{L}$ — относительный расход воздуха; $\bar{F}$ — относительная площадь открытия клапана

Таблица 14

Коэффициенты сопротивления установочного шибера и заслонки в зависимости от площади открытия (по данным инж. Л. В. Павлухина)

Относительная площадь открытия шибера или заслонки	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Коэффициент местного сопротивления	—	193	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09	0

Исследованиями установлено, что наиболее близкая к линейной рабочая характеристика клапана соответствует коэффициенту сопротивления ветвей $\zeta_{р.у}=1{,}34$. В соответствии с этим и рекомендуется выбирать размеры смесительного клапана, руководствуясь площадью присоединительных патрубков

$$F_{опт} = 0{,}83 \cdot 10^{-4} \frac{L_{макс}}{\sqrt{H_{р.у}}}, \qquad (1.23)$$

где $L_{макс}$ — максимальный расход воздуха через рассчитываемый патрубок клапана в $м^3/ч$;

$H_{р\ у}$ — сопротивление присоединяемого регулируемого участка воздуховода в $кГ/м^2$.

Местные смесители устанавливают, как правило, в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям Если количество обслуживаемых помещений или их комплексов более шести, то оборудование для местного распределения воздуха в двухканальной системе обходится дешевле, чем в системе с местными подогревателями Преимущество двухканальных систем возрастает с увеличением числа обслуживаемых помещений.

В теплый период года в кондиционере двухканальной системы наружный воздух (точка *5* на рис 1 8, *б*) фильтруется, а затем охлаждается в камере орошения или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе до состояния, характеризуемого точкой *3* Проходя через вентилятор и каналы, воздух нагревается до состояния, характеризуемого точкой *4* В канале горячего воздуха установлен калорифер второго подогрева, в котором воздух нагревается до состояния, характеризуемого точкой *6*, а после смешения холодного и подогретого воздуха, в зависимости от потребности каждого из помещений, воздух приобретает параметры *2a*, *2p*, *2m* и поступает в помещения, где, ассимилируя избытки тепла и влаги, приобретает параметры *1a*, *1p*, *1m*

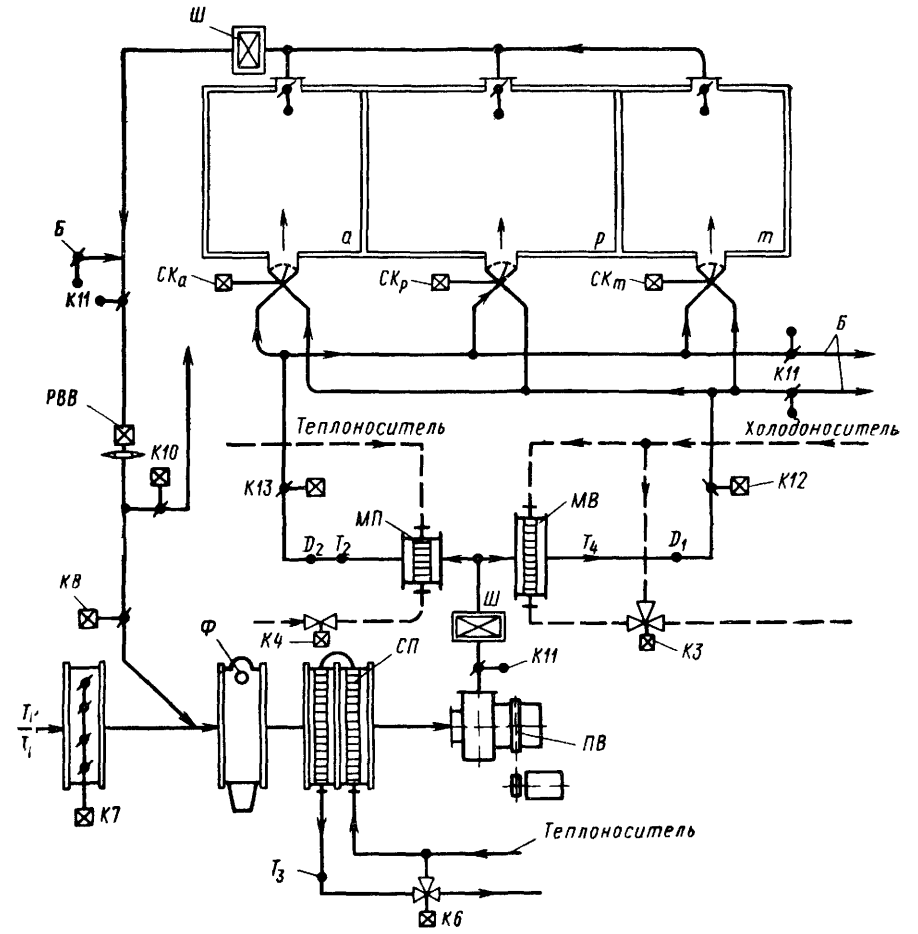


Рис 1 9 Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха с поверхностными теплообменниками, работающая с рециркуляцией по двухвентиляторной схеме

Из-за неплотности клапанов у местных смесителей минимальная температура воздуха (см рис 1 8, *б*), которую можно приготовить для помещения в теплый период года, составляет

$$t_{2p} = (1-n)\ t_4 + n t_6\,, \qquad (1.24)$$

где n — неплотность закрытого канала на проходе подогретого воздуха в долях от суммарного поступления воздуха через клапан (от 0,05 до 0,1— уточняется по данным завода-изготовителя);

t_{2p}, t_4 и t_6 — температуры воздуха в каналах после смесителя (минимальная), холодного и теплого воздуха.

Соответственно полезная производительность системы определяется рабочей разностью температур $\Delta t_p = t_1 - t_{2p}$, где t_1 средневзвешенная температура обслуживаемых помещений, равная

$$t_1 = \frac{t_{1a} L_{1a} + t_{1p} L_{1p} + \ldots + t_{1m} L_{1m}}{L_{1a} + L_{1p} + \ldots + L_{1m}}\ \text{град}\,. \qquad (1.25)$$

Максимальная полезная пропускная способность канала холодного воздуха принимается равной $L\ (1-n)$ в $м^3/ч$, а воздуховода подогретого воздуха — от 50 до 70% от нее и только в редких случаях принимается равной 100%. Отсюда температура в канале подогретого воздуха в теплый период года должна быть равна:

$$t_6 = t_{2c} + \frac{\Delta t_p}{k_к (1-n)}\ \text{град}\,, \qquad (1.26)$$

где $k_к$ — пропускная способность канала подогретого воздуха в долях от пропускной способности канала холодного воздуха,

t_{2c} — средняя температура вводимого воздуха при максимальной нагрузке в теплый период года, равная:

$$t_{2c} = \frac{t_{2a} L_{2a} + t_{2p} L_{2p} + \ldots + t_{2m} L_{2m}}{L}\ \text{град}\,; \qquad (1.27)$$

$L = L_{2a} + L_{2p} + \ldots + L_{2m}$ — полезная производительность системы в $м^3/ч$.

В холодный период года наружный воздух (см. на рис. 1.8, *б* точку *15*) подогревается в калориферах первого подогрева до состояний, характеризуемых точками *14*, *17* и *18*, увлажняется и приобретает параметры, соответствующие точке *13*. Затем воздух проходит через вентилятор и воздуховоды (нагрев в которых в холодный период года не учитывается), часть его подогревается в калориферах второго подогрева и поступает в канал подогретого воздуха с параметрами, характеризуемыми точкой *16*. Остальной воздух поступает в канал холодного воздуха. Затем производится смешение воздуха в смесителях, в результате чего воздух с параметрами *12a*, *12p*, *12m* поступает в помещение и приобретает там параметры *11a*, *11p*, *11m*.

Если в каком-либо из помещений отсутствуют влаговыделения, то параметры воздуха в нем изменяются. Например, в помещении *p* они могут стать летом параметрами, обозначенными точкой 1_p^i, зимой—точкой $11_p^{i'}$ вместо параметров, обозначенных точками 1_p и 11_p.

Автоматическое регулирование и контроль системы осуществляется следующим образом. Терморегуляторы T_{1a}, T_{1p} и T_{1m}, установленные в помещениях *a*, *p* и *m*, управляют соответственно местными смесителями $СК_a$, $СК_p$ и $СК_m$, а терморегуляторы T_2 и T_5 и клапаны *К4*, *К5*, *К6* и *К7* работают так же, как и у системы, показанной на рис. 1.2. Терморегулятор T_4, установленный в канале после калориферов второго подогрева, управляет клапанами подачи теплоносителя *К9* и воздушными клапанами *К10*. Регулятор статического давления $Д_1$ с помощью клапанов *К8* выравнивает статическое давление в магистральных каналах. Если смесительные клапаны *СК* снабжены индивидуальными регуляторами расхода, то установка магистральных клапанов *К8* и регуляторов давления $Д_1$ необязательна.

Работа двухканальной системы должна контролироваться местными или дальномерными приборами по аналогии с контролем системы, приведенной на рис. 1.2. Дополнительно к этому следует контролировать температуру в точке $t_п$ за калорифером второго подогрева.

Если поддержание постоянства влажности в помещениях не задано, то двухканальные системы проектируют с поверхностными воздухоохладителями (см. рис. 1.9). Воздухоохладитель размещается в канале холодного воздуха, что более экономично, чем размещение на стороне всасывания, так как воздухоохладитель будет охлаждать только воздух, который проходит по этому каналу. В частном случае в канале холодного воздуха в качестве воздухоохладителя могут быть установлены камера орошения или поверхностный орошаемый воздухоохладитель, которые в холодный период года могут обеспечить увлажнение воздуха, подаваемого в помещение. Устанавливая увлажнители только в канале холодного воздуха, следует предусматривать максимальное сокращение количества горячего воздуха, подаваемого кондиционером, и, следовательно, максимальное увеличение температуры с целью уменьшения колебаний влажности в помещениях.

В двухканальной системе, работающей с рециркуляцией (см рис. 1.9), терморегулятор T_2 в канале подогретого воздуха регулирует работу калориферов второго подогрева клапаном *К4*. При этом последний может быть сблокирован с корректирующим терморегулятором $T_к$ получающим импульс от наружной температуры. В холодный период года терморегулятор $T_к$ по мере снижения наружной температуры постепенно увеличивает температуру в воздуховоде подогретого воздуха до наивысшей, а при повышении наружных температур постепенно снижает ее до минимальной. Вследствие этого в холодные периоды не происходит отклонения створок смесительных клапанов $СК_а$, $СК_р$ и $СК_т$ положения, близкие к полному закрытию, что улучшает баланс давлений в системе.

Терморегулятор T_4 в холодном воздуховоде поддерживает температуру на постоянном уровне, не превышающем заданной точки росы (например, 13°С). Для этого в холодный период года терморегулятор T_4 регулирует расход наружного воздуха клапанами *К7* и *К8* и нагрев воздуха в калориферах первого подогрева клапаном *К6*. При повышении наружной температуры выше заданной (13°С) в воздухоохладитель подается холодная вода, расход которой регулируется тем же терморегулятором T_4 с помощью клапана *К3*. Если температура наружного воздуха приближается к величине, при которой воздухоохладитель не может обеспечить охлаждение помещений, терморегулятор $T_к$ сокращает подачу наружного воздуха до минимума, прикрывая клапан *К7* и открывая клапан *К8* на канале рециркуляции.

Для экономичной работы терморегулятор $T_к$ должен регулировать температуру по мокрому термометру, но для упрощения обслуживания он часто выполняется сухим, при этом его настраивают на характерную температуру для данной местности.

Регуляторы давления *Д1* и *Д2* поддерживают постоянное статическое давление в холодном и теплом воздуховодах с помощью клапанов *К12* и *К13* (если смесительные клапаны *СК* не снабжены индивидуальными регуляторами расхода). В тех случаях, когда необходимо регулировать влажность воздуха в холодный период года, в системе до вентилятора (см. рис. 1.9) может быть установлен увлажнитель воздуха Увлажнитель можно регулировать влагорегулятором, установленным в магистральном рециркуляционном воздуховоде.

8. ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА СРЕДНЕГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЙ

Центральные системы среднего и высокого давлений следует применять в многокомнатных многоэтажных общественных и административных зданиях, в зданиях научно-исследовательских институтов и конструк-

торских бюро, гостиниц и больниц как вновь строящихся, так и в существующих. Центральные кондиционеры этих систем практически не отличаются от применяемых в системах низкого давления. Скорости воздуха в фильтрах, подогревателях, охладителях и форсуночных камерах принимаются такими же, как в системах низкого давления, а скорости движения воздуха по магистральным приточным каналам рекомендуется принимать согласно данным, приведенным в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Скорость воздуха в магистральных приточных каналах СКВ среднего и высокого давлений

Пропускная способность участка в тыс. $м^3/ч$	До 5	5—10	10—17	17—25	25—40	40—70	Более 70
Максимальная скорость воздуха в *м/сек*	12	15	18	20	23	25	30

Рециркуляционные каналы СКВ высокого и среднего давлений обычно рассчитывают на те же скорости, что и каналы систем низкого давления. Применение больших рабочих разностей температур между воздухом в помещениях и подаваемым воздухом, достигающих 18°, и высокие скорости воздуха уменьшают сечение каналов и дают экономию в расходовании полезных площадей и объемов в зданиях.

Рассматриваемым системам свойственны повышенные расходы энергии на холодоснабжение вследствие существенных поступлений тепла, выделяющегося за счет работы вентиляторов среднего и высокого давлений и снижения температуры испарения холодильного агента, необходимой для более глубокого охлаждения воздуха.

Одноканальные СКВ высокого и среднего давлений часто выполняют прямоточными и рассчитывают на подачу только наружного воздуха в объеме, требуемом для обслуживаемых помещений санитарными нормами. Часть нагрузок по теплу и холоду, которая не может быть покрыта приточным воздухом, передается на местные установки.

Для борьбы с шумом, вызываемым значительными скоростями воздуха в каналах, помимо магистральных шумоглушителей перед каждым устройством для выпуска воздуха устанавливают дополнительные местные шумоглушители.

К достоинствам одноканальных систем среднего и высокого давлений относятся: большой радиус действия (свыше 100 *м*); возможность поэтажного строительства и ввода в эксплуатацию (при нижней разводке); надежное и гибкое регулирование температуры воздуха в помещениях; выполнение отопительных функций в зимнее время, причем при подоконной подаче воздуха уменьшаются неприятные холодные токи от окон; малые габариты воздуховодов и центральных кондиционеров.

Недостатки одноканальных систем среднего и высокого давлений: большая первоначальная стоимость; сравнительно высокие эксплуатационные расходы; потребность в тепле и в летнее время для регулирования температуры воздуха в помещениях; трудность увязки сопротивлений ответвлений и обеспечения аэродинамической устойчивости систем; необходимость акустической обработки воздуховодов и выпускных устройств.

Двухканальные СКВ среднего и высокого давлений принципиально не отличаются от ранее описанных двухканальных систем низкого давления, но для приготовления воздуха здесь применяют несколько новых схем, наиболее распространенные из которых приведены на рис. 1.10.

Схема 1 (рис. 1.10, *а*). В центральном кондиционере в холодный период года производится увлажнение, а в теплый период — охлаждение и

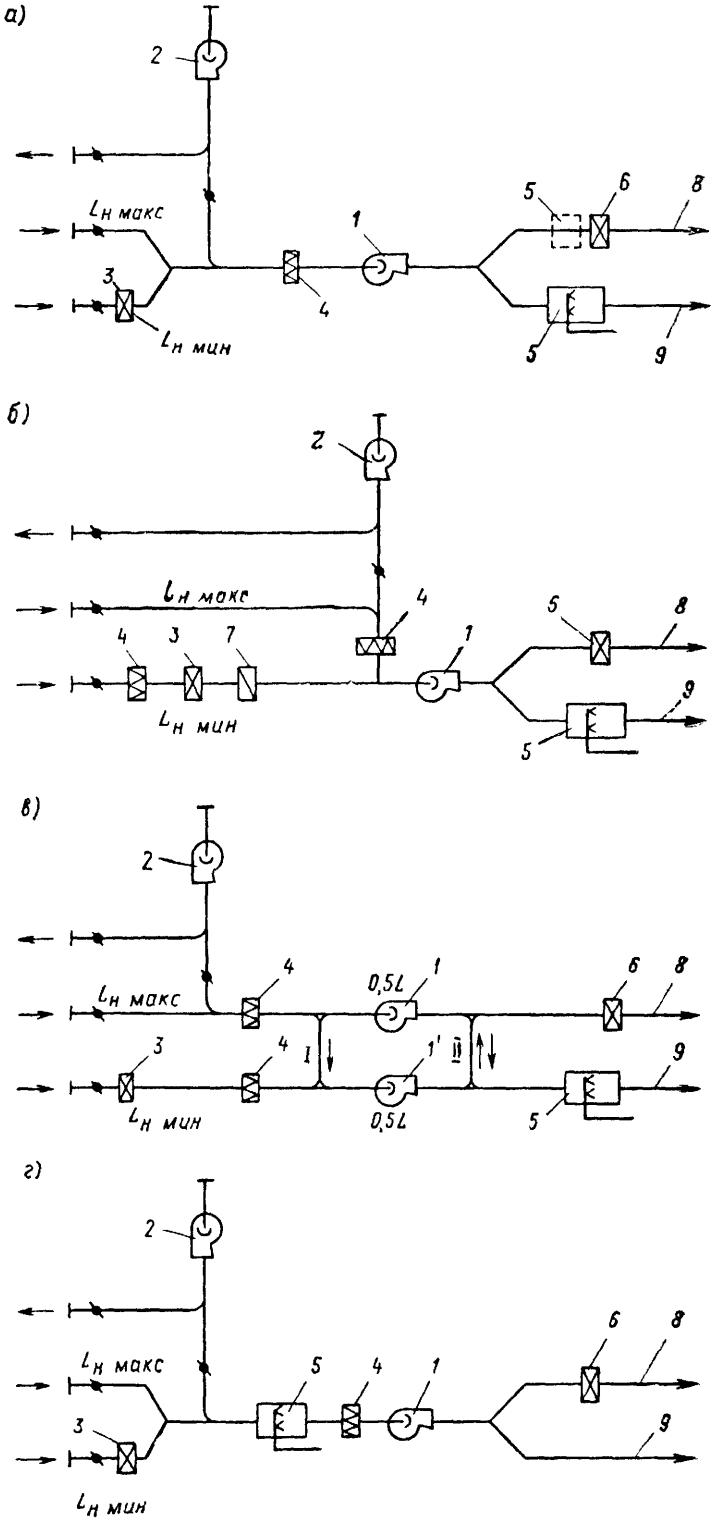


Рис. 1.10. Схемы приготовительных центров двухканальных систем кондиционирования воздуха

а — система с увлажнением и охлаждением в канале холодного воздуха; *б* — система с охладителем первой ступени; *в* — система с двумя приточными вентиляторами; *г* — система с увлажнением и охлаждением всего приточного воздуха; *1* и *1'* — приточные вентиляторы; *2* — вытяжной вентилятор; *3* — калорифер первого подогрева; *4* — фильтр; *5* — орошаемый воздухоохладитель (или форсуночная камера); *6* — калорифер второго подогрева; *7* — воздухоохладитель первой ступени; *8* — канал горячего воздуха; *9* — канал холодного возд ха

осушка только того воздуха, который направляется в холодный канал. В горячий канал воздух направляется без обработки его водой, т. е. с непостоянным влагосодержанием.

Схема 2 (рис. 1.10, *б*). На линии приема наружного воздуха устанавливают воздухоохладитель первой ступени *7* и при наружных температурах ниже 20°С эта система работает так же, как и система по схеме 1. Летом минимальное количество наружного воздуха охлаждается в охладителе первой ступени, а затем смешивается с рециркуляционным воздухом. Температура воздуха на выходе из охладителя первой ступени должна поддерживаться на таком уровне, чтобы после смешивания его с рециркуляционным воздухом отсутствовала необходимость подогрева воздуха в горячем канале.

Предварительное охлаждение может производиться водой более высокой температуры (из реки или артезианской скважины), в то время как в воздухоохладитель второй ступени (при $\varphi_н > 50\%$) необходимо подавать воду с температурой порядка 5°С. Экономическая эффективность предварительного охлаждения увеличивается с понижением температуры холодоносителя, подаваемого в охладитель второй ступени.

Схема 3 (рис. 1.10, *в*). Система имеет два приточных вентилятора, каждый из которых рассчитывают на пропуск половины общего количества приточного воздуха. При расчетной температуре наружного воздуха для холодного периода года и при более высоких температурах система работает на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Пока температуру воздуха по мокрому термометру за вентилятором *1′* можно поддерживать постоянной, воздействуют на теплоотдачу калорифера первого подогрева, сохраняя постоянство отношения расходов наружного и рециркуляционного воздуха (например, наружного 0,25 *L* и 0,75 *L* рециркуляционного), при этом стремятся вводить в систему минимальное количество наружного воздуха.

Рециркуляционный воздух в количестве 0,5 *L* проходит через вентилятор, установленный на канале горячего воздуха, а остальное количество воздуха, равное 0,75 *L*—0,5 *L*=0,25 *L*, проходит через первую перемычку между каналами, смешивается с наружным воздухом, смесь воздуха в количестве 0,5 *L* поступает в вентилятор *1′*. Требуемое количество воздуха вентилятором *1′* подается в форсуночную камеру, а остаток через вторую перемычку поступает в канал горячего воздуха и опять смешивается там с рециркуляционным воздухом.

По окончании холодного периода года отключается калорифер первого подогрева, открывается клапан для пропуска дополнительного количества наружного воздуха и постоянство температуры смеси поддерживается регулированием соотношения расходов наружного и рециркуляционного воздуха. Система при этом работает аналогично системе, работающей по схеме 1. В интервале температур наружного воздуха 12—20°С система работает как прямоточная.

При температуре наружного воздуха $t_н = 20$°С и относительном расходе горячего воздуха $\overline{G}_{гор} < 0{,}5$ в систему поступает минимальное количество наружного воздуха, при этом соотношение $L_н : L_{рец}$ вновь поддерживается постоянным и равным при принятом примере 1 : 3. Часть рециркуляционного воздуха поступает через перемычку *I*, смешивается в равных долях с наружным воздухом и проходит через вентилятор *1′*. Другая часть рециркуляционного воздуха проходит через вентилятор *1*, а затем в зависимости от соотношения расходов холодного и горячего воздуха в системе частично поступает в канал горячего воздуха, частично проходит через перемычку *II*, смешивается и поступает в канал холодного воздуха.

При относительном расходе горячего воздуха $\overline{G}_{гор} > 0{,}5$ перетекание воздуха через перемычку *II* отсутствует или он направлен в сторону

канала горячего воздуха. В этом случае в помещения, потребляющие только горячий воздух, не поступает наружный воздух, что является недостатком рассматриваемой схемы.

Относительная влажность воздуха в помещении изменяется в течение года практически так же, как в системе, работающей по схеме 1.

Схема 4 (рис. 1.10, *г*). В системе весь приточный воздух проходит через воздухоохладитель и принимает на выходе из него температуру точки росы холодного воздуха. В канале холодного воздуха последний дополнительно не обрабатывается, а догревается в канале горячего воздуха до требуемой температуры, сохраняя то же влагосодержание. Смешивание холодного и горячего воздуха происходит при d=const. Относительная влажность воздуха в помещении изменяется только в зависимости от внутренних нагрузок.

Таким образом, рассматриваемая схема обеспечивает постоянство относительной влажности в обслуживаемом помещении. Однако в этой системе на охлаждение всего приточного воздуха до параметров, принятых для канала холодного воздуха и на нагрев последнего в канале горячего воздуха, затрачиваются дополнительные количества тепла и холода.

Схема 5 (см. рис. 1.10, *а*). Эта система отличается от системы, работающей по схеме 1, тем, что в канале горячего воздуха устанавливается дополнительная форсуночная камера *5* (показана пунктиром), которая работает только при температурах наружного воздуха до 12°С. Установка этой камеры позволяет довести воздух в каждом из каналов до температуры точки росы. Затем производится нагрев горячего воздуха, который после этого смешивается с холодным при d=const. В этой системе изменение абсолютной влажности в помещении обусловливается только поступлениями влаги от внутренних источников.

Л. И. Неймарк произвела сравнение экономичности расходов тепла и холода для всех описанных выше пяти схем приготовления воздуха. При расчете расхода тепла и холода учитывалась длительность стояния наружных температур (климат Москвы), время действия солнечной радиации и наиболее вероятные режимы изменения внутренних нагрузок.

При расчете затрат тепла и холода для системы, работающей по схеме 5, принималось, что в помещении поддерживается та же температура и влажность, что и для системы, работающей по схеме 4. В системе, работающей по схеме 2, расходуется столько же тепла и холода, сколько в системе, работающей по схеме 1.

Относительные величины годовых расходов тепла и холода приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Годовые расходы тепла и холода на одно помещение

Система	Годовые расходы в %	
	тепла	холода
С увлажнением и охлаждением только холодного воздуха (схемы *1* и 2)	100	100
С двумя приточными вентиляторами (схема 3)	96	103
С увлажнением и охлаждением всего приточного воздуха в течение всего года (схема 4)	107	132
С (увлажнением и охлаждением холодного и горячего воздуха зимой и с регулированием влажности в летний период (схема 5, предложенная Е. Е. Карписом)	107	132

Как видно из табл. 1.6, расходы тепла и холода в системе по схеме 5 равны соответствующим затратам энергии в системе по схеме 4 при условии поддержания одинаковых параметров в обслуживаемом помещении. При стоимости холода 1,7 коп. за 1000 *ккал* и тепла, получаемого

от ТЭЦ, 3,3 руб. за 1 млн. *ккал*, Л. И. Неймарк определила стоимостное выражение найденных расходов энергии. Эксплуатационные затраты на тепло и холод в системе по схеме 2 не оценивались из-за отсутствия данных о стоимости низкопотенциального холода.

Принимая величину эксплуатационных затрат в системе по схеме 1 за 100%, было получено соотношение затрат для различных двухканальных систем (табл. 1.7).

Таблица 1.7

Сравнительные затраты на тепло и холод в двухканальных системах

Система	Сравнительные затраты в %
С увлажнением и охлаждением только холодного воздуха (схема 1)	100
С двумя приточными вентиляторами (схема 3)	84
Обеспечивающая регулирование влажности в помещении или поддерживающая ее на заданном уровне (схема 4 или 5)	119

Как видно из табл. 1.6 и 1.7, наиболее экономичной с точки зрения затрат на тепло и холод оказалась двухвентиляторная система. При этом установлено, что обеспечение возможности регулирования влажности в помещении или поддержание ее на заданном уровне с точностью до ±5% вызывает увеличение эксплуатационных затрат примерно на 20%.

В настоящее время для двухканальных систем среднего и высокого давлений применяются смесительные клапаны, разработанные НИИ санитарной техники номинальной производительностью 600—2000 *м³/ч*.

Техническая характеристика смесительных клапанов приведена на рис. 1.11 и в табл. 1.8.

Таблица 1.8

Техническая характеристика смесительных клапанов

Наименование	Показатели			
Производительность в *м³/ч*:				
номинальная	600	1000	1400	2000
допускаемая[1]	500 / 700	800 / 1000	1100 / 1400	1600 / 2000
Тип привода	Пневматический			
Высота корпуса в *мм*	340	340	340	340
Вес в *кг*	55	55	64	62

[1] В числителе приведены минимальные производительности клапанов, в знаменателе — максимальные.

В смесителях номинальной производительностью 600 и 1000 *м³/ч* смешанный воздух может поступать по прямому направлению, как показано на рис. 1.11,*а*, или через одно из боковых отверстий *4*; при этом возле открытого бокового отверстия *4* нужно установить перегородку *9*.

Регуляторы *7* поддерживают после себя постоянный расход воздуха при давлении до смесителя от 25 до 260 *кГ/м²*. Расчетное сопротивление смесителя проходу воздуха составляет 25 *кГ/м²*.

Достоинства двухканальных систем среднего и высокого давлений: возможность индивидуального регулирования температуры в отдельных помещениях; отсутствие в обслуживаемых помещениях доводчиков и трубопроводов теплой и холодной воды; возможность увеличения радиуса действия системы без реконструкции подающих воздуховодов вследствие того, что наибольшие потери давления в сети приходятся на ответвления и смесительные клапаны; возможность ввода системы в эксплуатацию по

частям и этажам по мере строительства здания. Недостатки этих систем: сложность устройства и особенно присоединения ответвлений к отдель-

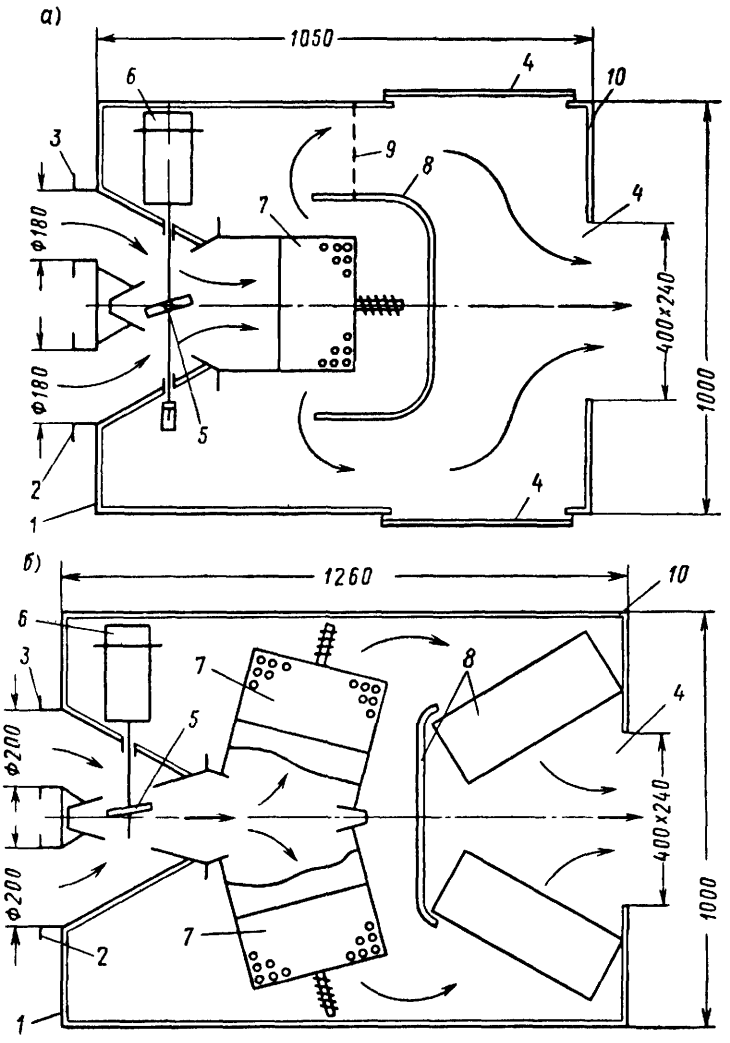


Рис. 1.11. Схемы двухканальных смесительных клапанов

а — производительностью 600 и 1000 *м*³/*ч*; *б* — производительностью 1400 и 2000 *м*³/*ч*; *1* — корпус; *2* и *3* — патрубки соответственно горячего и холодного воздуха; *4* — выходное отверстие приточного воздуха; *5* — перекидной смесительный клапан; *6* — пневматический исполнительный механизм; *7* — регуляторы расхода непосредственного действия; *8* — шумоглушители; *9* — сменная перегородка; *10* — облицовка термоизоляционным и звукопоглощающим материалом

ным смесителям; трудность обеспечения аэродинамической и тепловой устойчивости.

9. МЕСТНЫЕ И АВТОНОМНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы с кондиционерами, установленными внутри обслуживаемых помещений, носят название местных. Обычно к ним относятся системы, оборудованные местными кондиционерами. В отечественной практике производительность таких СКВ составляет до 20 тыс. *м*³/*ч*.

Принципиально местные системы могут быть выполнены по любой из описанных выше схем центральных систем, но в большинстве случаев эти схемы упрощаются и применяются лишь те из них, в которых заложены местные кондиционеры, выпускаемые промышленностью.

За рубежом распространены также местные системы с автономными кондиционерами, которые имеют теплообменники непосредственного испарения и встроенные холодильные машины.

Автоматическое регулирование местных систем часто сводится к двухпозиционному включению или отключению кондиционера или его теплообменников. В связи с ограниченным ассортиментом местных автономных кондиционеров автономные СКВ в отечественной практике пока не получили широкого распространения.

Достоинством местных СКВ является сравнительно легкая приспособляемость к изменению планировки и назначения помещений, а недостатками — повышенный шум, связанный с работой вентиляторов и холодильных машин внутри обслуживаемых помещений; затруднения, вызываемые обслуживанием большого числа агрегатов, а также сравнительно короткий срок службы местных кондиционеров, равный в среднем 7—10 годам.

Автономные кондиционеры, как правило, имеют компрессионные холодильные машины, работающие на хладагенте фреоне-12 или фреоне-22. В летнее время автономные системы охлаждают и осушают воздух, для чего последний пропускают через поверхностные воздухоохладители, которыми являются испарители холодильных машин. В переходное и зимнее время производится подогрев воздуха с помощью электрических подогревателей или путем реверсирования работы холодильной машины по циклу так называемого «теплового насоса».

Автономные кондиционеры холодопроизводительностью 1600—4500 *ккал/ч* и производительностью по воздуху соответственно 450—1000 *м³/ч* имеют, как правило, конденсаторы воздушного охлаждения и предназначаются для установки внутри обслуживаемых помещений, поэтому эти кондиционеры должны быть хорошо архитектурно оформлены и отделаны.

Автономные кондиционеры предназначаются для установки в окнах и под подоконниками, для встраивания в наружные стены и подвески под потолком. При работе в режиме обогрева по циклу теплового насоса их теплопроизводительность составляет от 1800—3700 *ккал/ч*. Кондиционеры снабжают сравнительно малошумными вентиляторами, электродвигателями и холодильными компрессорами в герметическом исполнении. Преимущественная область их применения — номера гостиниц, кабинеты в административных зданиях, небольшие палаты в больницах, клиниках, санаториях и домах отдыха, жилые помещения. Разность температур между воздухом помещения и подаваемым охлажденным воздухом достигает 12—18°.

Автономные кондиционеры холодопроизводительностью 6000—75 000 *ккал/ч*, теплопроизводительностью 5700—32 000 *ккал/ч* и производительностью по воздуху соответственно от 1300 до 16 000 *м³/ч* пока, как правило, имеют конденсаторы водяного охлаждения, но в перспективе должны выпускаться с воздушными конденсаторами. Это в целом упростит систему, так как использование проточной воды из водопровода в будущем практически исключается, а устройство оборотного водоснабжения для небольших установок дорого и сложно. Обычно эти кондиционеры выполняют в виде шкафа, в нижней части которого располагаются компрессор и конденсатор, а в верхней — испаритель, фильтр для воздуха, вентиляторы и электродвигатели к ним. Значительная производительность по холоду и воздуху связана с повышенным шумом, возникающим при работе вентиляторов, электродвигателей и компрессоров. Поэтому

такие кондиционеры обычно применяют в относительно шумных помещениях — в магазинах, ресторанах, кафе, закусочных и некоторых производственных лабораториях. Для уменьшения шума их устанавливают в отдельных смежных помещениях и сообщают с обслуживаемыми помещениями приточным и рециркуляционным воздуховодами с шумоглушителями.

Применение автономных кондиционеров для больших комплексов мелких помещений или для отдельных помещений больших размеров допускается только при соответствующих технико-экономических обоснованиях.

Снабжение конденсаторов водой пока часто производится от водопроводной сети с последующим сбросом ее в канализацию, что всегда обходится весьма дорого, либо от вентиляторной градирни, если устанавливается много кондиционеров. Градирня, как правило, должна устанавливаться на покрытии здания, но следует принимать меры по глушению шума и смягчения вибраций, создаваемых вентилятором градирни.

Если установка кондиционеров с конденсаторами водяного охлаждения исключена (например, при малой мощности источника водоснабжения или отсутствии возможности установки градирни), используют автономные кондиционеры так называемого раздельно-агрегатного исполнения — с выносными конденсаторами воздушного охлаждения. В СССР налаживается выпуск кондиционеров этого типа производительностью по холоду 7800—30 000 *ккал/ч*, по теплу — 6600—23 000 *ккал/ч* и по воздуху 1600—7000 $м^3/ч$.

Достоинства автономных систем: возможность быстрой установки и ввода в эксплуатацию без производства большого объема строительно-монтажных работ, что особенно важно при устройстве кондиционирования воздуха в существующих зданиях или в отдельных помещениях, удаленных от центральных систем кондиционирования; возможность осуществления индивидуального регулирования температуры воздуха при изменяющихся тепловых нагрузках; автоматическое прекращение работы холодильной машины при падении тепловой нагрузки.

Недостатками автономных систем в наших условиях являются высокая первоначальная стоимость, являющаяся следствием недостаточно развитого их производства; сравнительно малый срок службы (7—10 лет) и значительные эксплуатационные затраты, вызываемые высокими амортизационными расходами, расходом электрической энергии на привод компрессоров, вентиляторов и особенно на электроподогрев воздуха; сравнительно высокий уровень создаваемого шума и затрудненность борьбы с ним при расположении кондиционера непосредственно в кондиционируемом помещении; необходимость устройства подводок водопровода и канализации к конденсаторам водяного охлаждения, что при расположении кондиционеров у наружных стен создает затруднения при производстве строительно-монтажных работ, а также эксплуатационные неудобства, связанные со скрытой прокладкой труб и их тепловлагоизоляцией; необходимость устройства в здании самостоятельной сети электроснабжения кондиционеров; затруднительность устройства многочисленных воздухозаборных каналов с утепленными клапанами и негерметичность притворов клапанов; усложнение обслуживания и ремонта кондиционеров, вызванное их рассредоточенным расположением по зданию; ухудшение внешнего вида здания оконными кондиционерами или многочисленными воздухоприемными решетками.

Автономные кондиционеры, предназначенные для круглогодичной работы, как правило, состоят из следующих элементов: фильтра для очистки наружного и рециркуляционного воздуха от пыли; поверхностного, теплообменника, предназначенного для подогрева воздуха в зимнее и переходное время года, поверхностного теплообменника для охлаждения

и осушения воздуха в летнее время с поддоном для сбора выпадающей влаги; вентиляторов с электродвигателем.

Для увлажнения воздуха в зимнее время в некоторых конструкциях автономных кондиционеров применяется выпаривание воды из открытых сосудов или распыление ее форсунками.

Вынесение компрессорно-конденсаторного агрегата в отдельное помещение позволяет существенно снизить уровень шума в обслуживаемом помещении, применять более мощные холодильные машины и снабжать фреоном воздухоохладители нескольких местных кондиционеров. Расстояние между кондиционерами и выносными холодильными машинами не превышает 8—10 *м*.

Нагрев воздуха может производиться одним из следующих способов: питанием нагревателей от сети теплоснабжения; применением электрообогрева; переключением холодильной машины на цикл теплового насоса; использованием части поверхности воздушного конденсатора в качестве подогревателя.

Поддержание необходимой влажности воздуха в обслуживаемых помещениях достигается с помощью предварительной настройки терморегулирующих вентилей на поддержание определенных температур испарения и, следовательно, температур поверхности испарителей-воздухоохладителей, а регулирование температуры — с помощью электрических двухпозиционных терморегуляторов, воздействующих на соленоидные клапаны, которые устанавливаются на линиях подачи жидкого хладагента.

Системам с местными неавтономными кондиционерами присущи все достоинства и недостатки ранее рассмотренных автономных систем. Однако при работе неавтономных местных кондиционеров уровень шума в помещениях намного ниже, чем при работе автономных кондиционеров.

10. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ВОДОВОЗДУШНЫЕ СИСТЕМЫ[1]

Центральными водовоздушными эти системы названы потому, что в кондиционируемые помещения вводится воздух, приготовленный в центральном кондиционере, и вода, несущая тепло или холод или одновременно и тепло и холод.

Водовоздушные СКВ бывают низкого, среднего и высокого давлений. Принципиальная схема этих систем приведена на рис. 1.12. Центральный кондиционер обрабатывает только наружный воздух, который при расчетных условиях теплого периода года поступает к кондиционерам-доводчикам с температурой на 10—18° ниже температуры, поддерживаемой в рабочей или обслуживаемой зоне помещения. В центральном кондиционере воздух фильтруется, в холодный период года подогревается и увлажняется, а в теплый период года охлаждается и осушается. Регулирование центрального кондиционера и защита его калориферов от замерзания производятся так же, как при системе, показанной на рис. 1 2.

Кондиционеры-доводчики управляются терморегуляторами $T_{1а}$, $T_{1б}$, $T_{1в}$ и т. д. установленными в обслуживаемых помещениях, с помощью клапанов на трубопроводах тепло- или холодоносителя, подводимого к теплообменникам кондиционеров.

В водовоздушных СКВ низкого давления для дополнительной обработки воздуха употребляются главным образом вентиляторные кондиционеры-доводчики $МК_в$, работающие только на рециркуляционном воздухе (помещение *а*) или на смеси наружного и рециркуляционного воздуха (помещение *б*). В обоих случаях рециркуляционный воздух пропускают через фильтры, установленные перед теплообменниками.

---

[1] По материалам канд. техн. наук Л. И. Неймарк.

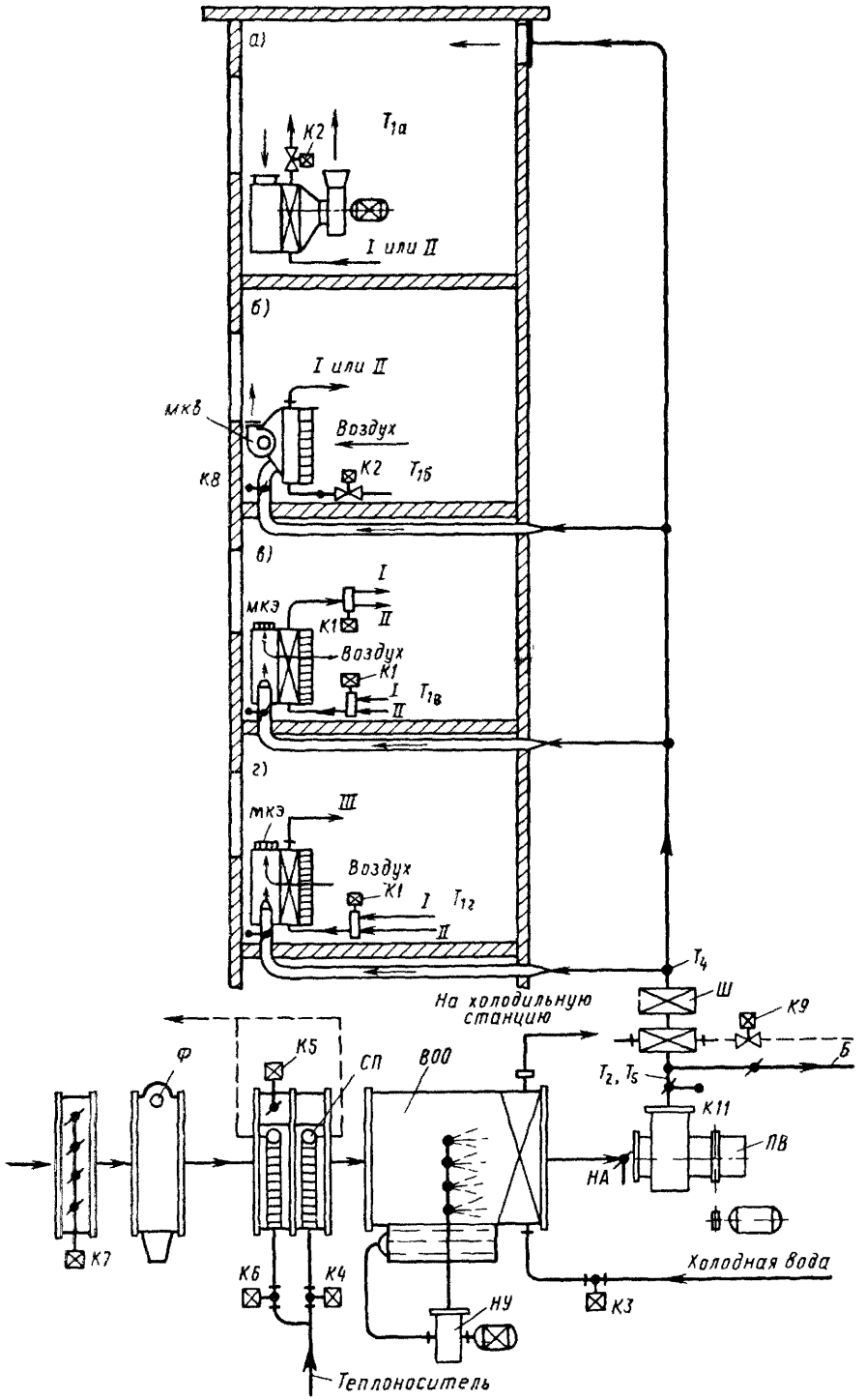


Рис. 1.12. Центральная водовоздушная система кондиционирования воздуха

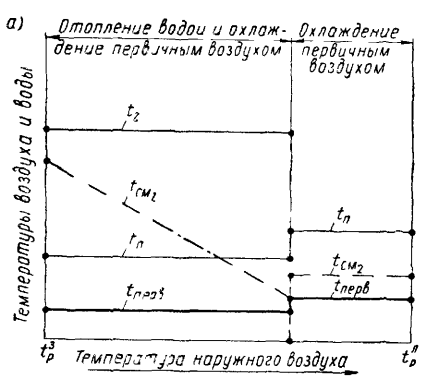
а — с вентиляторным кондиционером-доводчиком, работающим на рециркуляционном воздухе; *б* — то же, работающим на смеси первичного и рециркуляционного воздуха; *в* — с эжекционным кондиционером-доводчиком, присоединенным по четырехтрубной схеме; *г* — то же, присоединенным по трехтрубной схеме; *I* — теплопровод; *II* — холодопровод; *III* — общий обратный трубопровод

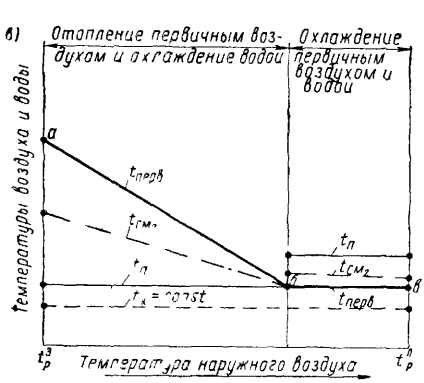
Теплообменники кондиционеров-доводиков, рассчитанные на охлаждение помещений в теплый период года, в холодный период имеют теплопроизводительность, значительно превышающую потребность помещений в тепле. Поэтому они, как правило, могут отапливать помещения при выключенных местных и центральных вентиляторах на режиме естественной конвекции. Тогда теплопроизводительность их уменьшается в 3—4 раза.

Центральные водовоздушные СКВ среднего и высокого давлений применяются главным образом с эжекционными $МК_э$ и реже с вентиляторными кондиционерами-доводчиками. Теплообменники доводчиков присоединяются к сетям тепло- и холодоносителя по двухтрубной (помещения *а* и *б*), трехтрубной (помещение *г*) или четырехтрубной (помещение *в*) схемам. Трех- и четырехтрубная схемы обеспечивают включение тепло- или холодоносителя в любой доводчик, а двухтрубная схема может эксплуатироваться с общим пофасадным или групповым включением тепло- или холодоносителя (см. далее главу 9). Недостатком трехтрубной схемы является смешивание тепло- и холодоносителя в общем обратном трубопроводе, хотя, по данным НИИ санитарной техники, в ряде случаев трехтрубная схема более экономична, чем четырехтрубная.

Водовоздушные СКВ среднего и высокого давлений с эжекционными доводчиками теплотехнически эффективны, требуют минимальной затраты полезной площади на размещение оборудования, позволяют одновременно охлаждать и отапливать различные помещения при местной рециркуляции внутреннего воздуха. Эти преимущества определили их применение в современных административных, учебных, лечебных и гостиничных зданиях.

Возможны следующие три случая снабжения эжекционных кондиционеров-доводчиков теплой и холодной водой: подача только горячей воды к доводчикам в холодный период года (рис. 1.13, *а*), попеременная





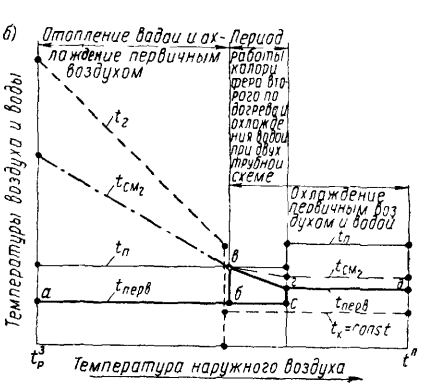


Рис. 1.13. Графики изменения температур первичного воздуха, горячей и холодной воды, поступающих к доводчикам

$t_г$ — температура горячей воды; $t_{перв}$ — температура первичного воздуха; $t_{см_2}$ — температура смеси первичного и подогретого в теплообменнике вторичного воздуха; $t_п$ — температура воздуха в помещении; $t_р^з$ — расчетная температура наружного воздуха для холодного периода; $t_р^л$ — расчетная температура наружного воздуха для теплого периода; $t_х$ — температура холодной воды, подаваемой к теплообменникам

подача горячей и холодной воды соответственно в холодный и теплый периоды года (рис. 1.13, *б*) и подача в течение всего года только холодной воды (рис. 1.13, *в*).

1. При снабжении кондиционеров-доводчиков водой по первому графику применяется только двухтрубная схема (см. рис. 1.13, *а*). При этом горячая вода должна иметь постоянную температуру. Теплоотдача доводчиков изменяется комнатными терморегуляторами, воздействующими на проходные или трехходовые разделительные клапаны. Последние направляют воду в теплообменники и в обводные линии у каждого теплообменника. В теплый период года ассимиляция избыточного тепла производится первичным воздухом. Выключение горячей воды должно происходить при наружной температуре около 20°С. Одновременно производится переключение системы на режим, соответствующий теплому периоду года, что сопровождается скачкообразным повышением температур воздуха в помещении и первичного воздуха. В рассматриваемом случае холодная вода в теплообменники доводчиков не подается, поэтому требуются значительные расходы первичного воздуха, а следовательно, и значительные размеры центральных кондиционеров и воздуховодов. Эта система недостаточно хорошо регулируется, особенно в переходное время — весной и осенью. Вследствие изложенного снабжение доводчиков водой по первому графику не рекомендуется и употребляется редко.

2. При снабжении кондиционеров-доводчиков водой по второму графику применяется двух-, трех- и четырехтрубная схемы (см. рис. 1.13,*б*). При этом температура горячей воды должна изменяться приблизительно по закону прямой линии, а температура холодной воды должна быть постоянна. Температура первичного воздуха для двухтрубной схемы, переключаемой посезонно на снабжение холодной и горячей водой, изменяется, как показано ломаной линией *абвгд*, а для трех- или четырехтрубной схемы — по ломаной *абсгд*.

Участок *в—г* соответствует периоду, который начинается в момент подачи холодной воды в теплообменники кондиционеров-доводчиков, работающих по двухтрубной схеме. При этом одновременно требуется подача теплоносителя в калорифер второго подогрева центрального кондиционера. В результате помещения, в которых имеются недостатки тепла, будут подогреваться первичным воздухом, а помещения с избытками тепла — охлаждаться холодной водой. Это сопровождается перерасходом тепла и холода.

При трех- и четырехтрубной схемах снабжения холодом и теплом калориферы второго подогрева в центральных кондиционерах не нужны и перерасхода тепла и холода в системе не происходит.

3. При снабжении кондиционеров-доводчиков водой по третьему графику применяется только двухтрубная схема (рис. 1.13,*в*). При этом температура первичного воздуха должна изменяться по ломаной *а—б—в*. Период совместного действия калорифера второго подогрева и источника холодоснабжения (участок *б—в*) в этом случае продолжительнее, чем при работе по второму графику, а соответственно увеличиваются перерасходы тепла и холода. Однако расходы искусственного холода могут быть уменьшены, если охлаждение воды производить наружным воздухом. Температура помещений регулируется вручную или автоматически путем изменения количества воды, поступающей в кондиционеры-доводчики, или воздуха, пропускаемого через их теплообменники.

Для характерных средних и угловых помещений здания, обслуживаемых водовоздушными системами, рекомендуется строить графики тепловых нагрузок, подобные показанному на рис. 1.14. От оси абсцисс откладываются только потери и поступления тепла через ограждения здания (прямая *1*). Поступления тепла от людей, освещения, солнечной ра-

диации и технологического оборудования откладывают от линии *1*, которая характеризует помещения, не имеющие этих внутренних источников тепловыделений. Максимальные теплоизбытки характеризуются линией *4*.

Точкам пересечения наклонных прямых с осью абсцисс соответствуют температуры наружного воздуха, при которых потери тепла покрываются его поступлениями. С повышением температуры наружного воздуха появляются избытки тепла, и для их ассимиляции в помещение подается первичный воздух, при этом некоторое время этого достаточно для поддержания температуры в помещениях в заданных пределах. Этот период называется периодом свободного охлаждения, а период, когда требуется совместная подача в кондиционеры-доводчики первичного воздуха и холодной воды, называется периодом принудительного охлаждения.

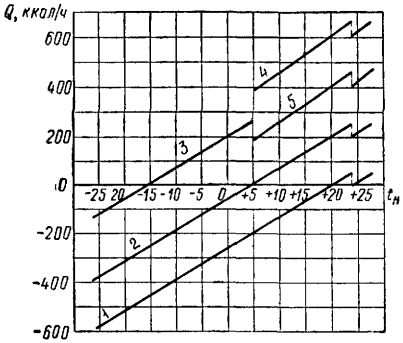


Рис. 1.14. Графики тепловых нагрузок помещения при режимах

1 — пустая комната, теневая сторона, освещение выключено; *2* — в помещении люди, теневая сторона, освещение выключено; *3* — то же, но освещение включено, *4* — в помещении люди, солнечная сторона, освещение выключено, *5* — пустая комната, солнечная сторона

Температура наружного воздуха, при которой происходит переключение со свободного охлаждения на принудительное, для характерных помещений определяется по формуле

$$t_{\text{перем}} = \frac{0{,}24\,G_{\text{перв}}\,(t_{\text{п}} - t_{\text{перв}}) + q\,t_{\text{п}} - \Sigma\,Q_{\text{пост}}}{q}\ \textit{град}, \qquad (1.28)$$

где $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{перв}}$ — температура помещения и первичного воздуха в холодное время года в *град*;

$G_{\text{перв}}$ — количество первичного воздуха в *кг/ч*;

$\Sigma Q_{\text{пост}}$ — суммарное поступление тепла в помещение в *ккал/ч*;

q — удельная тепловая характеристика помещения в *ккал/ч·град*.

Для здания в целом величина $t_{перем}$ принимается по большинству помещений. Определяющими обычно являются максимальные поступления тепла (прямая *4* на рис. 1.14).

Из рис. 1.14 и уравнения (1.28) следует, что значение $t_{\text{перем}}$ при всех прочих равных условиях зависит от величины поступлений тепла $\Sigma Q_{\text{пост}}$. Чем ниже температура первичного воздуха в холодное время года, тем выше температура, при которой происходит перемена, т. е. продолжительнее период свободного охлаждения. Если первичный воздух подается в объеме, регламентируемом санитарными нормами, то снижение его температуры в холодное время года приводит к снижению эксплуатационных затрат и увеличению периода свободного охлаждения. Исходя из этого, при всех схемах тепло- и холодоснабжения, кроме двухтрубной, питаемой в течение всего года холодной водой, температуру первичного воздуха в холодное время года стремятся выдержать возможно более близкой к температуре точки росы, необходимой для поддержания в заданных пределах относительной влажности воздуха в помещениях.

Расчетные нагрузки на теплообменники каждого доводчика вычисляются по формулам:

для теплого периода

$$Q_{\text{л. макс}} = \Sigma\,Q_{\text{пост. макс}} \pm Q_{\text{т}} - 0{,}24\,G_{\text{перв}}\,(t_{\text{п}} - t_{\text{перв}})\ \textit{ккал/ч}; \qquad (1.29)$$

для холодного периода

$$Q_{\text{э. макс}} = Q_{\text{т. макс}} + 0{,}24\,G_{\text{перв}}\,(t_{\text{п}} - t_{\text{перв}})\ \textit{ккал/ч}, \qquad (1.30)$$

где $Q_{\text{т}}$ — потери или поступления тепла через наружные ограждения в *ккал/ч*.

Нагрузка на водонагреватель складывается из максимальных нагрузок всех доводчиков в холодный период года, а нагрузки на водоохладитель вычисляются с учетом изменений теплопоступлений через массивные ограждения.

Начальная температура холодной воды $t_{в.н}$ выбирается такой, чтобы в теплообменниках местных кондиционеров не выпадал конденсат, для отвода которого могут потребоваться дренажные трубопроводы. Обычно начальную температуру воды определяют по формуле

$$t_{в.\,н} \geqslant t_{р.\,п} - 2 \ \textit{град}, \tag{1.31}$$

где $t_{р.п}$ — температура точки росы воздуха помещения в *град*.

Температура первичного воздуха и горячей воды, а также расходы воды зависят от схемы и графика тепло- и холодоснабжения.

При двухтрубной схеме теплоснабжения кондиционеров-доводчиков только горячей водой температуру первичного воздуха следует поддерживать возможно более низкой, а температуру горячей воды — одинаковой (примерно 70°С) в течение всего отопительного периода.

При двухтрубной схеме тепло- и холодоснабжения с попеременной подачей горячей и холодной воды температуру первичного воздуха для периода свободного охлаждения принимают возможно более низкой, а для периода принудительного охлаждения, когда в кондиционеры-доводчики подается холодная вода, первичный воздух подогревают и его температура должна быть определена по расчету для каждого помещения по уравнению

$$t_{перв} = t_{п} + \frac{q\,(t_{п} - t_{перем}) - \Sigma Q_{пост}}{0{,}24\,G_{перв}} \ \textit{град}. \tag{1.32}$$

Для обеспечения устойчивого распределения горячей воды между теплообменниками, присоединенными по двухтрубной схеме, в холодный период года следует задаваться определенным соотношением расходов горячей и холодной воды $W_{г.макс} : W_{х.макс}$, из которого затем следует определять расход горячей воды $W_{г.макс}$.

Расчеты на ЭВМ показали, что при отношении этих расходов, равном 0,2, и разности температур теплоносителя 22° расход воды через верхний теплообменник шестиэтажного здания составил 195% расчетного При отношении расходов, равном 0,5, отклонения от расчетных расходов не превышали 10%, но с увеличением числа этажей эти отклонения возрастают. Поэтому для здания до шести этажей следует принимать отношение расходов горячей и холодной воды не менее 0,5, от шести до девяти этажей — не менее 0,75, а выше девяти этажей — 1.

Начальную температуру горячей воды для помещения определяют по уравнению

$$t_{г} = \frac{t_{п} + t_{т\ макс}}{2} + \frac{Q_{з\ макс}}{2W_{1}} + 0{,}8\,\frac{Q_{з.\,макс}}{Q_{л.\,макс}}\ \Delta t_{ср.\,л.\,охл}, \tag{1.33}$$

где $\Delta t_{ср\ л\ охл}$ — среднелогарифмическая разность температур между воздухом и водой при максимальной охладительной нагрузке в *град*;

$t_{т.макс}$ — максимальная температура вторичного воздуха после теплообменника-доводчика в холодный период года, вычисляемая по формуле

$$t_{т.\,макс} = t_{п} + \frac{q\,(t_{п} - t_{р.\,з}) - 0{,}24\,G_{перв}\,(t_{п} - t_{перв})}{0{,}24\,G_{р}}, \tag{1.34}$$

$t_{р\ з}$ — расчетная зимняя температура наружного воздуха в *град*;

$G_{р}$ — весовой расход вторичного воздуха в *кг/ч*.

Температуры $t_{перв}$ и $t_г$ для зданий в целом следует вычислять по формуле

$$t = \frac{t_1 n_1 + t_2 n_2 + \ldots + t_n n_n}{\sum_{i=1}^{n} n_i} \; град, \qquad (1.35)$$

где t_1, t_2, ..., t_n — расчетные температуры для каждой группы помещений;
n — число помещений в каждой группе.

Как правило, величина $t_г$ бывает значительно ниже, чем для обычных отопительных систем.

При двухтрубной схеме снабжения кондиционеров-доводчиков только холодной водой ее начальную температуру находят по уравнению (1.31), а температуру первичного воздуха в холодный период определяют без учета тепловыделений в помещениях по формуле

$$t_{перв.\ макс} = t_п + \frac{q(t_п - t_{р.\ з})}{0{,}24\, G_{перв}} \; град. \qquad (1.36)$$

Вследствие этого первичный воздух, поступая в помещения, где имеются тепловыделения, вызывает дополнительные затраты холода. Для повышения эксплуатационных и экономических показателей систему кондиционирования воздуха следует делить на зоны, объединяющие помещения с одинаковой ориентацией относительно стран света.

При трех- и четырехтрубной схемах снабжения кондиционеров-доводчиков тепло- и холодоносителем температуру первичного воздуха принимают как можно более низкой. Она может быть постоянной в течение всего года либо скачкообразно повышаться в теплое время. Температуру наружного воздуха $t_{перем}$, при которой необходимо включать в действие источник холодоснабжения, определяют по формуле (1.28).

Начальную температуру горячей воды и максимальную температуру вторичного воздуха находят по уравнениям (1.33) и (1.34). Расход горячей воды при трехтрубных схемах вычисляют из соотношения $W_{г.макс} : W_{х.макс} \geqslant 0{,}2$. Величина этого отношения зависит от конструкции трехпроходного несмешивающего клапана. Для подбора последнего по формуле Л. Ф. Куклика определяют коэффициент пропускной способности

$$K_{Vх} = 0{,}1\, W_{х\ макс} \sqrt{\frac{\gamma}{1000\, \Delta H_{кл}}}, \qquad (1.37)$$

где

$$\Delta H_{кл} = \zeta_{кл.х} \frac{v^2 \gamma}{2g} \; кГ/м^2; \qquad (1.38)$$

$\Delta H_{кл}$ — потери давления в клапане при проходе холодной воды в $кГ/м^2$, принимаемые не менее 30% от потерь в теплообменнике, в ответвлениях и трубопроводах от магистрали к нему;
$\zeta_{кл.х}$ — коэффициент местного сопротивления полностью открытого клапана (см. табл. 10.9);
v — скорость воды, отнесенная к сечению подводящего трубопровода, в $м/сек$;
γ — удельный вес воды в $кг/м^3$

Затем по табл. 10.9 подбирают клапан соответствующей модификации с ближайшим бо́льшим значением коэффициента пропускной способности по холодной воде и находят $\zeta_{кл.х}$.

Далее вычисляют общую потерю давления при проходе холодной воды через теплообменник и подводки, включая потери в клапане

$$\Sigma \Delta H = \Delta H_т + \Delta H_{подв} + \Delta H_{кл} \; кГ/м^2, \qquad (1.39)$$

где $\Delta H_т$ — потери давления в теплообменнике в $кГ/м^2$;
$\Delta H_{подв}$ — потери давления в подводящих трубопроводах в $кГ/м^2$.

По табл. 10.9 для клапана с выбранным значением $K_{Vх}$ подбирают величину $K_{Vг}$ и соответствующее ей значение $\zeta_{кл.г}$ и по формулам,

аналогичным (1.37) и (1.38), определяют расход горячей воды так, чтобы общая потеря давления $\Sigma\Delta H$ по горячей воде была равна соответствующей потере давления по холодной воде. Из экономических соображений следует стремиться к тому, чтобы расход горячей воды был минимальным.

Диаметры подающих трубопроводов рассчитывают на пропуск максимальных расходов горячей и холодной воды, а диаметры обратных трубопроводов при трехтрубной схеме тепло- и холодоснабжения — на пропуск максимального расхода холодной воды. Исследования на аналоговой электрической машине показали, что расчетное давление насоса для перекачки горячей воды с известным запасом можно принимать равным сумме потерь при перемещении максимального количества горячей воды по подающей линии и максимального количества холодной воды по обратной линии, а давление насоса холодной воды должно быть равно суммарным потерям при циркуляции ее максимального расхода по подающей и обратной линиям.

В результате исследований гидравлической устойчивости трехтрубной схемы на аналоговой машине установлено, что если в ней отсутствует центральный регулятор расхода и имеются двухпозиционные клапаны перед кондиционерами-доводчиками, а холодную воду потребляет только 5—10% доводчиков, то из обратных стояков, в которые одновременно поступает обратная холодная и горячая вода, происходит перетекание обратной воды в «горячие» приборы. При установке местных пропорциональных клапанов или центральных регуляторов расхода явление перетекания полностью устраняется.

При четырехтрубной схеме тепло- и холодоснабжения с одним теплообменником в каждом доводчике температуры $t_{\text{перв}}$, $t_{\text{перем}}$, $t_{\text{в.н}}$ и значения $W_{\text{г}}$ и $W_{\text{х}}$ принимаются, как для трехтрубной схемы. Системы с двумя теплообменниками в каждом доводчике, по существу представляют собой две независимые двухтрубные системы, поэтому температуры и расходы горячей воды принимаются такими же, как для обычных отопительных систем, а температуры и расходы холодной воды — как для обычных систем холодоснабжения.

11. КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ

В общественных и промышленных зданиях применяются центральные СКВ, работающие совместно с системами лучистого охлаждения и отопления, местного доувлажнения воздуха и другими устройствами. Такие системы обычно называются *комбинированными.*

Совместное действие системы лучистого охлаждения и отопления с системой кондиционирования воздуха дает возможность уменьшить воздухообмен в помещениях, а следовательно, уменьшить производительность и размеры установок. Системы лучистого охлаждения в комбинации с СКВ применяются главным образом в помещениях с незначительными влаговыделениями, когда отсутствует опасность образования конденсата на охлажденных поверхностях.

Эти системы состоят из центрального кондиционера и приборов радиационного охлаждения. В качестве последних используются бетонные потолки с заделанными в них трубами или потолки из листового металла с присоединенными змеевиками из труб. Радиационные приборы обычно рассчитываются на восприятие 40—50% явной тепловой нагрузки помещений, в которых имеются небольшие избытки тепла. Во избежание конденсации влаги температура поверхности панелей должна быть на 2—3° выше температуры точки росы воздуха в помещении, а регулирование температуры воздуха помещения должно производиться местными подогревателями. Применяется также постепенное пропорциональное регулирование охладительной способности радиационных панелей (обычно в

зависимости от наружных условий), однако панели обладают значительной тепловой инерцией и поэтому регулируются плохо. Комбинированная многозональная система имеет центральный кондиционер, аналогичный кондиционеру системы, приведенной на рис. 1.2. Такой кондиционер подает обработанный наружный воздух, как правило, в объеме санитарной нормы в местные автономные или неавтономные кондиционеры с собственными вентиляторами, фильтрами, теплообменниками и в необходимых случаях с увлажнителями воздуха.

Находят также применение системы с местными кондиционерами, лишенными питания наружным воздухом, и центральным кондиционером, подающим наружный воздух непосредственно в обслуживаемое помещение.

Применение комбинированных систем с форсунками местного доувлажнения в цехах, в которых требуется поддерживать высокую влажность воздуха, весьма экономично, так как существенно снижает расходы воздуха, подаваемого в помещение, а вследствие этого снижает расходы и наружного воздуха. Соответственно уменьшаются расходы тепла, холода и электроэнергии.

12. РАСЧЕТ КАНАЛОВ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА СРЕДНЕГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЙ

Эффективность систем кондиционирования воздуха в значительной степени зависит от распределения воздуха по каналам. Это имеет особое значение для систем среднего и высокого давлений с эжекционными кондиционерами-доводчиками, так как центральные кондиционеры и каналы должны обеспечить здесь заданные расходы первичного воздуха в строго определенных количествах, необходимых по санитарным требованиям, и должны служить в качестве источника энергии, необходимой для подмешивания внутреннего воздуха.

Расчет потерь давления в каналах среднего и высокого давлений ведется по общеизвестному уравнению

$$P_{тр} = \lambda \frac{l}{d_{экв}} \frac{\rho v^2}{2} = Rl, \qquad (1.40)$$

где l — длина канала в *м*;
ρ — плотность воздуха в $кГ \cdot сек^2/м^4$;
v — скорость воздуха в *м/сек*,
$d_{экв}$ — эквивалентный диаметр воздуховода в *м*;
R — падение давления на 1 *м* длины воздуха в $кГ/м^2$.

Коэффициент трения λ зависит от числа Re и относительной шероховатости $\Delta/d_{экв}$ (где Δ — величина абсолютной шероховатости в *м*).

Л. И. Неймарк составила табл. 1.9 для расчета каналов при скоростях воздуха от 1 до 35 *м/сек* и величине абсолютной шероховатости $\Delta = 0{,}1$ *мм*.

При составлении таблицы коэффициент λ вычислялся по формуле П. К. Конакова

$$\lambda = (1{,}8 \lg \mathrm{Re} - 1{,}5)^{-2}, \qquad (1.41)$$

а для переходной области — по формуле Б. Н. Лобаева

$$\lambda = 1{,}42 \left(\lg \mathrm{Re} \frac{1}{\Delta}\right)^2. \qquad (1.42)$$

При расчете сетей высокого давления следует учитывать, что потери давления при ответвлении потока, проходящего по воздуховоду постоянного сечения, сопровождаются переходом части динамического давления

Таблица 19

Данные для определения размеров круглых воздуховодов (при $t=20°C$ и $B=760$ *мм рт. ст*)

Скорость в *м/сек*	Скоростное давление в *кг/м²*	Диаметр воздуховодов в *мм*, площадь в *м²*														
		100, 0,0078	115, 0,0104	130 0,01327	150, 0,01767	165, 0,02138	195, 0,0298	215 0,0363	235, 0,0433	265, 0,0551	285, 0,0638	320, 0,0804	375, 0,1104	440, 0,152	495, 0,1924	545; 0,2332
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	0,0614	28 0,0215	37 0,0179	48 0,0153	64 0,0127	77 0,0113	107 0,0092	131 0,0082	156 0,0072	198 0,0062	230 0,0056	289 0,0049	397 0,004	547 0,0033	693 0,0028	840 0,0025
2	0,246	56 0,0707	75 0,058	96 0,0508	127 0,0425	154 0,0376	215 0,0307	261 0,027	312 0,0243	397 0,0209	459 0,0192	579 0,0167	795 0,0135	1094 0,0113	1385 0,0098	1679 0,0086
3	0,553	85 0,1431	112 0,1199	143 0,1033	191 0,0862	231 0,0768	322 0,063	392 0,0553	468 0,0497	595 0,0431	689 0,0392	868 0,0343	1192 0,0282	1642 0,0232	2078 0,0199	2519 0,0177
4	0,982	112 0,2544	150 0,2145	191 0,1844	254 0,1545	309 0,1375	429 0,1126	523 0,0996	624 0,0895	793 0,0771	919 0,0706	1158 0,0614	1590 0,0508	2189 0,0419	2771 0,0365	3358 0,0324
5	1,535	140 0,3868	187 0,3257	239 0,281	318 0,2353	385 0,2094	536 0,1708	653 0,1521	779 0,1364	992 0,1182	1148 0,1082	1447 0,0939	1987 0,0779	2736 0,0642	3463 0,0559	4198 0,0496
6	2,210	168 0,546	225 0,4593	287 0,3961	382 0,3331	462 0,2959	644 0,2414	784 0,2148	935 0,1927	1190 0,1669	1378 0,1528	1737 0,1326	2385 0,1097	3283 0,0904	4156 0,0787	5037 0,0701
7	3,009	197 0,7311	262 0,6147	334 0,5301	445 0,4453	539 0,3957	751 0,324	915 0,2868	1091 0,2587	1389 0,2236	1608 0,2049	2026 0,1778	2782 0,1468	3830 0,1218	4848 0,1059	5877 0,0945
8	3,93	225 0,9392	300 0,7926	382 0,683	509 0,5737	616 0,5097	858 0,4173	1045 0,371	1247 0,3328	1587 0,2877	1837 0,2633	2316 0,2295	3180 0,1898	4378 0,1572	5541 0,1364	6716 0,121
9	4,973	253 1,1737	337 0,9902	430 0,853	572 0,7162	693 0,6391	966 0,5202	1176 0,4625	1403 0,4148	1785 0,3605	2067 0,3297	2605 0,2875	3577 0,2372	4925 0,1965	6234 0,1706	7556 0,1522
10	6,14	281 1,4306	374 1,2065	478 1,0389	626 0,8719	770 0,7779	1073 0,6361	1307 0,5655	1559 $0,507_2$	1984 0,4402	2297 0,4028	2894 0,3512	3974 0,2898	5472 0,2401	6926 0,2081	8395 0,186
11	7,429	309 1,7162	412 1,4478	525 1,2459	700 1,0453	847 0,9324	1180 0,7623	1437 0,6775	1715 0,6099	2182 0,5268	2526 0,4822	3184 0,4205	4372 0,3484	6019 0,2868	7619 0,2504	9235 0,221
12	8,842	337 2,0247	449 1,7064	573 1,4695	763 1,2316	924 1,0981	1287 0,8974	1568 0,7975	1871 0,7188	2380 0,6207	2756 0,5711	3473 0,4978	4769 0,4103	6566 0,3395	8312 $0,2^{9}44$	10074 0,2626

Скорость в м/сек	Скоростное давление в кг/м²	Диаметр воздуховодов в мм; площадь в м²														
		100; 0,0078	115; 0,0104	130; 0,01327	150; 0,01767	165 0,02138	195; 0,0298	215; 0,0363	235; 0,0433	265; 0,0551	285; 0,0638	320; 0,0804	375; 0,1104	440; 0,152	495; 0,1924	545; 0,2332
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
13	10,377	365 2,3451	487 1,9851	621 1,708	827 1,4392	1001 1,2825	1395 1,048	1699 0,9318	2026 0,8343	2579 0,7243	2986 0,6631	3763 0,5769	5167 0,4784	7114 0,3964	9004 0,3435	10 914 0,3061
14	12,034	393 2,7077	524 2,2817	669 1,9628	891 1,6523	1078 1,473	1502 1,2034	1830 1,0687	2182 0,9628	2777 0,8352	3216 0,7642	4052 0,6655	5564 0,5524	7661 0,4537	9697 0,3959	11 758 0,3538
15	13,815	421 3,0807	562 2,5945	717 2,2422	954 1,8885	1155 1,6827	1609 1,3746	1960 1,2212	2338 1,0997	2975 0,9491	3445 0,8731	4342 0,7598	5962 0,6258	8208 0,5181	10 390 0,4518	12 593 0,4034
16	15,718	449 3,4738	599 2,9393	764 2,5275	1018 2,1267	1231 1,8957	1716 1,5483	2091 1,3816	2494 1,237	3174 1,0736	3675 0,9824	4631 0,8598	6359 0,7089	8755 0,5863	11 082 0,5103	13 432 0,4558
17	17,745	477 3,9038	636 3,2863	812 2,8391	1081 2,3902	1308 2,1294	1824 1,7372	2222 1,5509	2650 1,3894	3372 1,2049	3905 1,1019	4920 0,9653	6756 0,7949	9302 0,6565	11 775 0,5732	14 272 0,5110
18	19,894	505 4,3567	674 3,6664	860 3,1671	1145 2,6657	1385 2,3753	1931 1,9377	2352 1,7307	2806 1,5497	3570 1,3428	4134 1,2294	5210 1,0762	7154 0,8853	9850 0,7361	12 468 0,6386	15 111 0,5689
19	22,165	534 4,8099	711 4,0674	908 3,5132	1209 2,9546	1462 2,6333	2038 2,1478	2483 1,9173	2962 1,7156	3769 1,4895	4364 1,3698	5499 1,1925	7551 0,9863	10 397 0,8157	13 160 0,7071	15 951 0,6295
20	24,56	562 5,305	749 4,485	955 3,873	1272 3,242	1539 2,903	2146 2,368	2614 2,112	3118 1,891	3967 1,641	4594 1,508	5789 1,311	7949 1,088	10 944 0,899	13 853 0,783	16 790 0,697
21	27,077	590 5,822	786 4,92	1003 4,229	1336 3,574	1616 3,184	2253 2,597	2744 2,318	3273 2,085	4166 1,798	4823 1,655	6078 1,438	8346 1,191	11 491 0,985	14 545 0,858	17 630 0,766
22	29,718	618 6,36	824 5,376	1051 4,618	1399 3,902	1693 3,477	2360 2,835	2875 2,529	3429 2,276	4364 1,973	5053 1,804	6368 1,569	8744 1,299	12 038 1,082	15 233 0,936	18 469 0,841
23	32,481	646 6,919	861 5,846	1099 5,048	1463 4,245	1770 3,781	2467 3,099	3006 2,751	3585 2,475	4562 2,143	5283 1,902	6657 1,715	9141 1,42	12 586 1,173	15 931 1,023	19 309 0,912
24	35,366	674 7,498	899 6,334	1146 5,468	1527 4,598	1847 4,095	2575 3,356	3136 2,978	3741 2,677	4761 2,323	5512 2,136	6947 1,857	9539 1,539	13 133 1,27	16 623 1,107	20148 0,987
25	38,375	702 8,097	936 6,842	1194 5,902	1590 4,962	1924 4,421	2682 3,626	3267 3,231	3897 2,905	4959 2,506	5742 2,302	7236 2,003	9936 1,658	13 680 1,378	17 316 1,194	20 988 1,071

Продолжение табл 1.9

Скорость в *м/сек*	Скоростное давление в *кг/м²*	Диаметр воздуховодов в *мм*; площадь в *м²*														
		100; 0,0078	115; 0,0104	130; 0,01327	150; 0,01767	165; 0,02138	195; 0,0298	215; 0,0363	235; 0,0433	265; 0,0551	285; 0,0638	320; 0,0804	375; 0,1104	440; 0,152	495; 0,1924	545; 0,2332
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
26	41,506	730 8,716	973 7,363	**1242** 6,355	1654 5,342	2001 4,782	2789 3,893	3398 3,474	4053 3,125	5157 2,710	5972 2,474	7525 2,167	10 333 1,793	14 227 1,482	18 009 1,291	21 828 1,149
27	44,761	758 9,355	1011 7,900	1290 6,817	1717 5,761	2078 5,125	2897 4,199	3528 3,729	4209 3,352	5356 2,905	6102 2,668	7815 2,323	10 731 1,92	14 774 1,598	18 701 1,383	22 667 1,24
28	48,138	786 10,061	1048 8,497	1338 7,331	1781 6,161	2155 5,483	3004 4,491	3659 4,010	4365 3,605	5554 3,124	6431 2,854	8104 2,498	11 128 2,065	15 322 1,709	19 394 1,488	23 507 1,324
29	51,637	814 10,741	1086 9,072	1385 7,823	1845 6,573	2232 5,882	3111 4,818	3790 4,275	4521 3,847	5752 3,330	6661 3,062	8394 2,670	11 526 2,205	15 869 1,833	20 087 1,585	24 346 1,420
30	55,26	842 11,439	1123 9,659	1433 8,333	1908 7,001	2309 6,261	3218 5,128	3920 4,548	4576 4,089	5951 3,548	6890 3,255	8683 2,829	11 923 2,360	16416 1,945	20 779 1,696	25 186 1,509
31	59,005	870 12,155	1161 10,26.	1481 8,851	1972 7,476	2386 6,650	3326 5,446	4051 4,856	4832 4,366	6149 3,788	7120 3,475	8973 3,021	12 321 2,502	16 963 2,077	21 472 1,800	26 025 1,611
32	62,874	899 12,952	1198 10,933	1529 9,431	2036 7,922	2463 7,086	3433 5,804	4182 5,150	4988 4,628	6348 4,011	7350 3,684	9262 3,200	12 718 2,666	17 510 2,201	22 164 1,198	26 865 1,710
33	66,865	927 13,707	1236 11,568	1576 9,976	2099 8,425	2540 7,496	3540 6,138	4312 5,476	5144 4,921	6546 4,266	7579 3,919	9552 3,403	13 116 2,815	18 058 2,340	22 857 2,039	27 704 1,819
34	70,978	955 14,479	1273 12,279	1624 10,590	2163 8,894	2617 7,957	3648 6,516	4443 6,778	5330 5,196	6744 4,564	7809 4,131	9841 3,591	13 513 2,988	18 605 2,470	23 550 2,151	28 544 1,916
35	75,344	983 15,215	1310 12,952	1672 1,169	2226 9,379	2694 8,387	3755 6,867	4574 6,122	5456 5,506	6943 4,768	8039 4,377	10130 3,806	13 910 3,152	19 152 2,617	24 242 2,279	29 383 2,030

Примечание В верхних строках указаны расходы воздуха в $м^3/ч$, а в нижних — удельные потери на трение в $кГ/м^2$.

в статическое. Вследствие этого статическое давление за ответвлением больше давления перед ним на величину, равную:

$$\Delta P_{ст} = P_{ст\,2} - P_{ст\,1} = \frac{\rho}{2}(v_1^2 - v_2^2)\,\eta, \qquad (1.43)$$

где $\triangle P_{ст}$ — разность статических давлений в *кГ/м²*;
v_1 и v_2 — скорости воздуха в прямом проходе в *м/сек*;
η — коэффициент полезного действия диффузора в долях единицы.

Следовательно, коэффициент местного сопротивления тройника на проход равен:

$$\zeta_{пр} = \frac{\triangle P_п}{0{,}5\,\rho\,(v_1^2 - v_2^2)} = 1 - \eta = 1 - \frac{P_{ст\,2} - P_{ст\,1}}{0{,}5\,\rho\,(v_1^2 - v_2^2)}, \qquad (1.44)$$

где $\Delta P_п$ — разность полных давлений в *кГ/м²*.

Характер изменения коэффициента местного сопротивления ответвления $\zeta_{пр}$ при отношении скоростей v_2/v_1 представлен на рис. 1.15. Кривая *A* соответствует потерям на удар по Борда-Карно. Тогда

$$\zeta_{пр} = \frac{1 - \frac{v_2}{v_1}}{1 + \frac{v_2}{v_1}}. \qquad (1.45)$$

Кривая *B* соответствует истечению из кольцевого отверстия, когда коэффициент $\zeta_{пр}$ описывается уравнением параболы седьмой степени, а кривая *C* отвечает опытным данным, полученным при испытании тройника, у которого прямой проход имел диаметр 200 *мм*, а ответвление — диаметр 75 *мм*. В заштрихованной области лежат данные других экспериментальных исследований. Для практических расчетов СКВ среднего и высокого давлений коэффициент сопротивления такого тройника на проход обычно принимают равным 0,1.

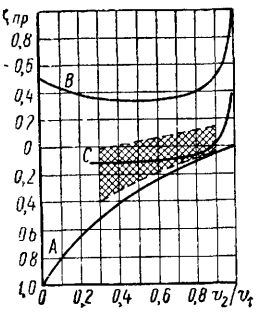


Рис. 1.15. Потери на проход, возникающие вследствие ответвления части потока воздуха

Потеря давления при расширении поперечного сечения канала зависит от угла раскрытия канала и соотношения площадей выхода и входа, причем значение к.п.д. оптимального диффузора колеблется между 0,85 и 0,9, а коэффициент сопротивления соответственно изменяется в пределах от 0,15 до 0,1. Коэффициент полезного действия диффузора зависит от числа Re.

Значения коэффициентов местного сопротивления диффузора и изменения поперечных сечений можно найти по графикам, приведенным на рис. 1.16.

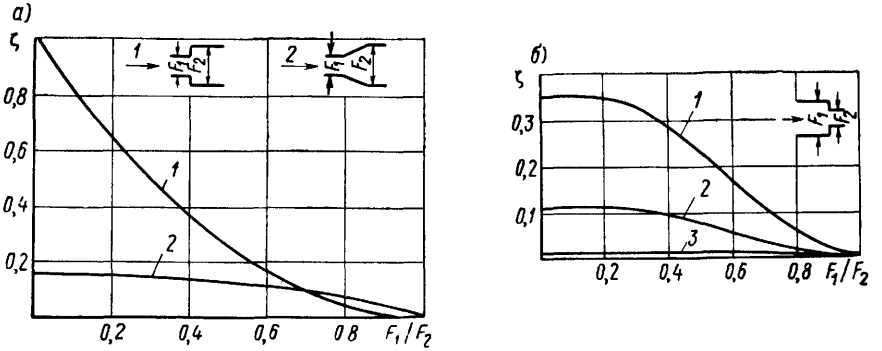


Рис 1 16. Значения коэффициента местного сопротивления диффузора

а — при расширении поперечного сечения потока *1* и *2* — соответственно при внезапном и плавном расширении поперечного сечения потока, *б* — при внезапном сужении потока *1* — при наличии у входа в меньший канал острых краев; *2* — то же, тупых краев, *3* — то же, слегка закругленных краев

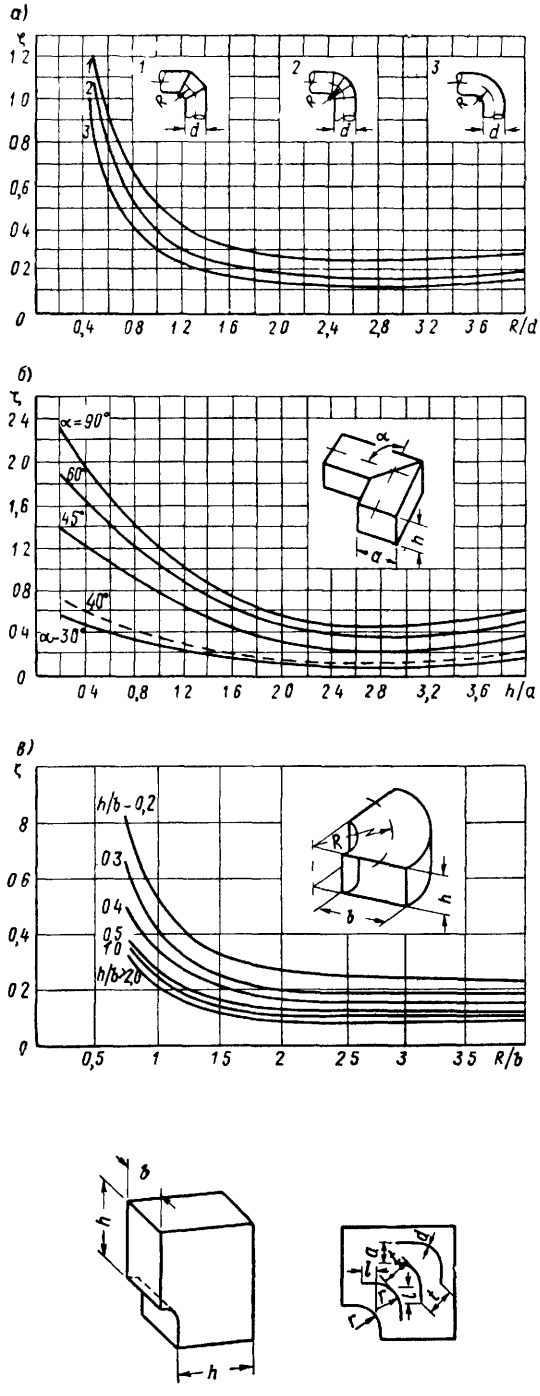


Рис 1 17 Потери давления в фасонных частях

а — в отводах круглого сечения *б* — в коленах прямоугольного сечения *в* — в отводах прямоугольного сечения *г* — рекомендуемое положение направляющих лопаток в коленах прямоугольного сечения число лопаток $z=\frac{6h}{b}-1$, $a=\frac{h}{z+1}$, шаг лопаток $t=1{,}41\,a$; $r=1{,}28\,a$, $l=0{,}75\,a$ толщина лопаток $d<\frac{a}{10}$

Потери давления на местные сопротивления в отводах круглого и прямоугольного сечений, коленах прямоугольного сечения и рекомендуемое положение направляющих лопаток в прямоугольных коленах показаны на рис. 1.17.

Потери давления на местные сопротивления в ответвлениях различных тройников зависят от соотношения скоростей потоков, что видно из рис. 1.18.

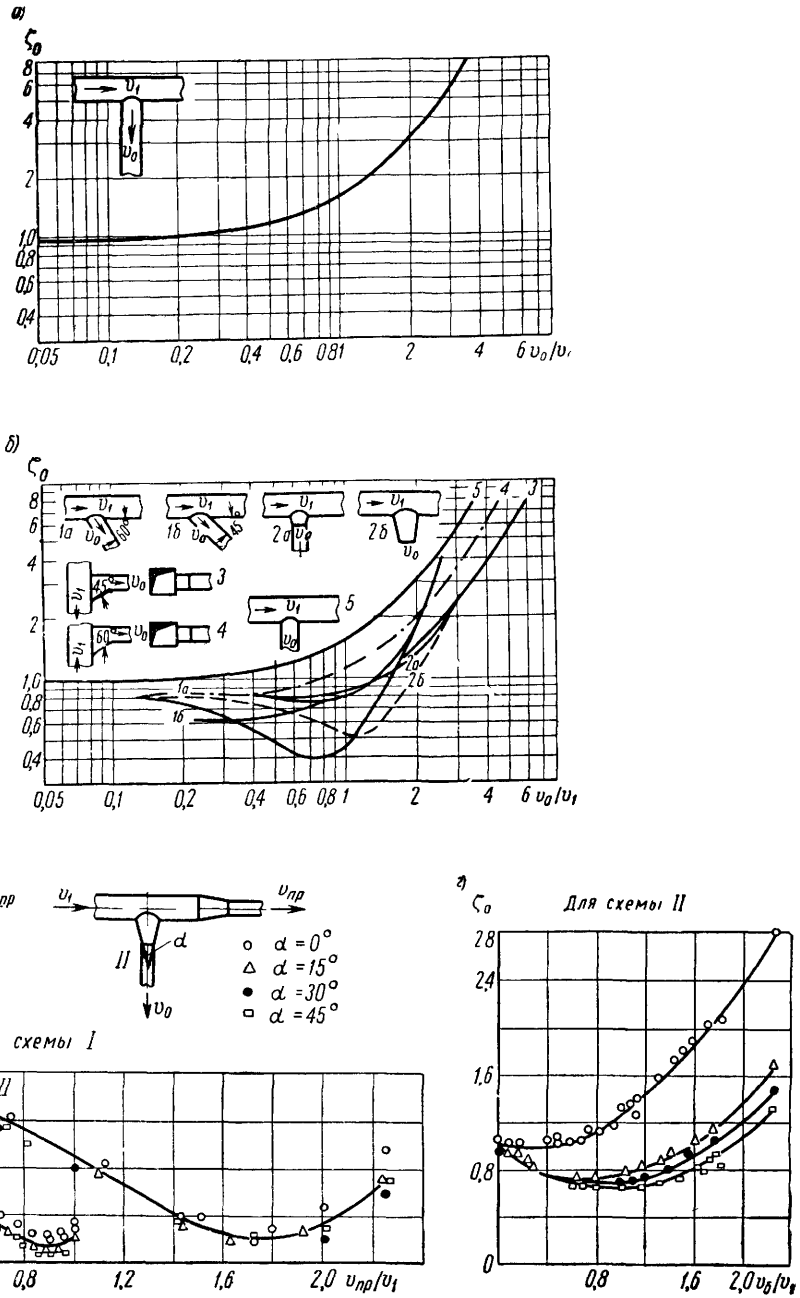


Рис. 1 18 Значения коэффициентов местного сопротивления тройников
а — для ответвлений цилиндрических тройников, *б* — для ответвлений различных тройников, *в* — на проход (по данным Л И Неймарк), *г* — для ответвлений (по данным Л И. Неймарк)

Там же приведены коэффициенты местного сопротивления прямых тройников. Последние рекомендуется применять шире, так как они занимают меньше места, удобнее в монтаже и создают меньше шума при проходе воздуха.

Из конструктивных и архитектурных соображений целесообразно максимально уменьшать сечения приточных воздуховодов. Однако на практике приходится принимать во внимание, что центробежные вентиляторы, как правило, развивают давление до 250 *кГ/м²*. Сопротивление эжекционных доводчиков составляет 15—30 *кГ/м²*, потери давления в центральном кондиционере составляют в среднем около 80 *кГ/м²*. Таким образом, собственно в каналах системы может быть потеряно до 140 *кГ/м²*.

Глава 2

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА В КОНДИЦИОНИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Самочувствие человека определяется условиями тепло- и влагообмена, которые зависят: от конституции человека, состояния его здоровья, нервного напряжения, характера выполняемой работы, типа и материала одежды, температуры, влажности и скорости движения окружающего воздуха; расстояния от тела человека до поверхностей, излучающих или поглощающих тепло, их размеров и температуры. Регламентируемые нормами оптимальные и допускаемые параметры воздуха в зданиях различного назначения приведены в табл. 2.1 и 2.2, а также на рис. 2.1.

Степень соответствия метеорологических условий санитарно-гигиеническим требованиям в зарубежной литературе предлагается оценивать по величине так называемой эквивалентно-эффективной температуры, которая должна характеризовать суммарное действие на человеческий организм температуры, влажности и скорости движения окружающего воздуха, или по величине эффективной температуры, которая должна характеризовать совместное действие температуры и влажности окружающего воздуха при постоянной скорости его движения

Заимствованные из иностранных источников номограммы для определения эквивалентно-эффективных температур приводятся и в отечественной учебной и справочной литературе[1]. Эти номограммы построены на основании данных статистической обработки результатов наблюдений над сравнительно молодыми здоровыми людьми, находившимися в состоянии покоя (сидячем положении) в специальной камере, в которой не было создано устройств для исследования радиационного теплообмена между людьми и ограждениями помещения Температура ограждений была равна температуре воздуха в помещении Материалы этих наблюдений, естественно, не могут быть перенесены в отечественную практику без поправок на климатические и этнографические особенности различных районов СССР, на интенсивность и тяжесть труда, характер одежды людей и радиационную обстановку. Поэтому пользоваться указанными номограммами при проектировании можно только после консультации со специалистами-гигиенистами.

[1] См, например, «Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Вентиляция и кондиционирование воздуха». Под общей ред И Г. Староверова. Стройиздат, 1969.

Нормируемые параметры воздуха в рабочей зоне производственных помещений на постоянных рабочих местах и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий

Помещения и здания	Категория работы	Параметры воздуха												
		Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха ниже 10°С)							Теплый период года (температура наружного воздуха 10°С и выше)					
		оптимальные			допускаемые				оптимальные			допускаемые		
		t°С	φ, %	v, м/сек (не более)	t°С	φ, % (не более)	v, м/сек (не более)	t°С вне рабочих мест	t°С	φ, %	v, м/сек (не более)	t°С***	φ, %*** (не более)	v, м/сек (не более)	t°С вне рабочих мест
Производственные	Легкая	18—21		0,2	17—22* / 17—24		0,3	15—20 / 15—26	22—25			28 / 27	55 / 60	0,5 / 0,7	Не более чем на 3°/5° выше расчетной температуры при параметрах А
	Средней тяжести	16—18	60—40	0,3	15—17 / 17—22	80	0,5	13—15 / 15—24	20—23	60—40	0,3	26 / 25	65 / 70	0,7 / 0,7—1**	
	Тяжелая	14—16		0,3	13—15 / 14—17		0,5	12—14 / 17—20	17—20			24, 23 и ниже	75 / 80	0,5—1** / 0,5—1,5**	
Жилые и общественные	—	19—21	60—40	0,3	По требованиям СНиП			—	22—25	60—40	0,3	Не более чем на 3° выше расчетной летней температуры при параметрах А	—	0,5	—

В числителе указаны величины для помещений с удельными теплоизбытками равными 20 *ккал/м³ ч* и менее а в знаменателе — для помещений с удельными теплоизбытками более 20 *ккал/м³ ч*

** Скорости воздуха следует поддерживать в пределах указанных величин

*** Для производственных помещений приведенные допускаемые условия относятся к местностям с расчетной наружной температурой воздуха до 25°С включительно для параметров А Для местностей с более высокой температурой следует руководствоваться данными табл 2 2

Таблица 22

Допускаемые метеорологические параметры на постоянных рабочих местах в теплый период года в производственных помещениях для местностей с расчетной температурой наружного воздуха теплого периода года для параметров А более 25°С

Характеристика помещения	Температура	Относительная влажность в %
Производственные помещения, характеризуемые незначительными избытками явного тепла (20 *ккал/м³ ч* и менее)	Не более чем на 3° выше расчетной температуры теплого периода для параметров А, но не более 31°С	При температуре воздуха: 31 С . . не более 55 30°С . . » » 60 29°С . . » » 65 28°С . . » » 70 27°С . » » 75 26 С и ниже . не более 80
То же, но по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха	Не более чем на 3° выше расчетной температуры теплого периода года для параметров А, но не более 30°С	При температуре воздуха: 30°С . . не более 55 29 С . . » » 60 28°С . » » 65 27 С . . » » 70 26°С . » » 75 25°С и ниже . . не более 80
Производственные помещения, характеризуемые значительными избытками явного тепла (более 20 *ккал/м³ ч*)	Не более чем на 5° выше расчетной температуры теплого периода для параметров А, но не более 33°С	При температуре воздуха: 33 С . . не более 55 32 С » » 60 31°С » » 65 30°С » » 70 29 С » » 75 28°С и ниже . не более 80
То же, но по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры и относительной влажности	Не более чем на 5° выше расчетной температуры теплого периода года для параметров А, но не более 30°С	При температуре воздуха 30 С . не более 55 29°С . . » » 60 28°С . . » » 65 27 С . » » 70 26°С . . » » 75 25°С и ниже . . не более 80

Для людей, кратковременно находящихся в помещении в теплый период года, оптимальные температурные условия зависят от наружной температуры, так как большая разность температур между наружным воздухом и воздухом внутри помещения вызывает неприятные ощущения и простудные заболевания. При температурах наружного воздуха выше 30°С температуру воздуха в помещениях, связанных с кратковременным пребыванием людей (фойе кинотеатров, магазины), следует определять по следующим формулам:

$$t_{3\,ч} = t_{п} + 0{,}3\,(t_{н} - 30)\ \textit{град}; \qquad (2.1)$$

$$t_{1\,ч} = 1{,}04\,t_{3\,ч}\ \textit{град}, \qquad (2\,2)$$

где $t_{п}$ — оптимальная температура в помещении при длительном пребывании в нем людей (по табл 2.1) в *град*,

$t_{н}$ — температура наружного воздуха в *град*,

$t_{3ч}$ и $t_{1ч}$ — температура воздуха для помещений с пребыванием в них людей соответственно в течение 3 и 1 *ч*

Влажность воздуха в помещениях с кратковременным пребыванием людей согласно табл. 2.1 следует поддерживать в пределах между 40 и 60%.

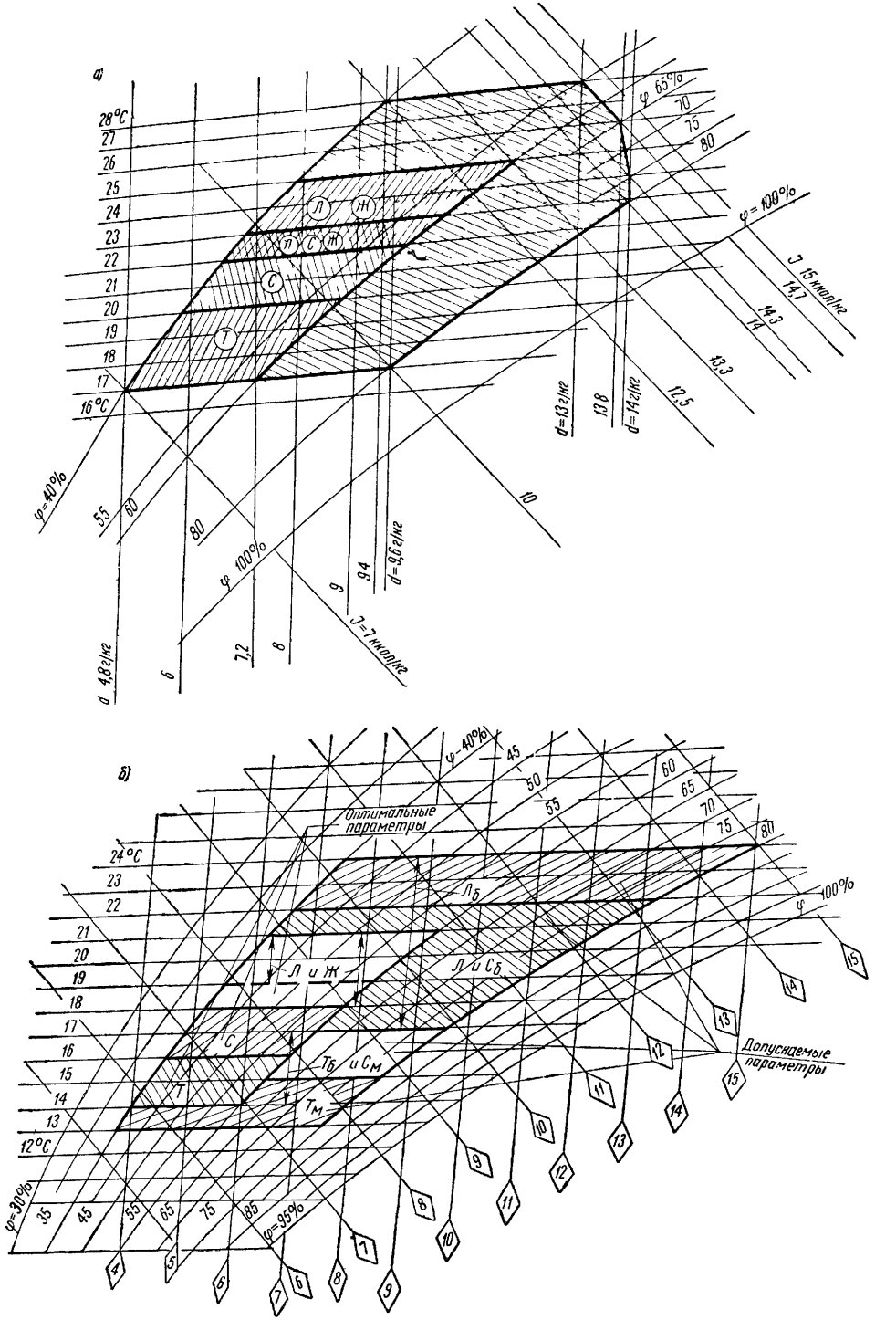


Рис 21. Оптимальные и допускаемые параметры воздуха на рабочих местах в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне помещений жилых и общественных зданий

а — в теплый период; *б* — в холодный и переходный периоды, *Л* — легкая работа; *С* — работа средней тяжести; *Т* — тяжелая работа (индексы «*м*» и «*б*» относятся соответственно к помещениям с малыми и большими удельными избытками тепла), *Ж* — оптимальные параметры воздуха в жилых и общественных зданиях

Примечание. Допускаемые условия для теплого периода года на рабочих местах в рабочей зоне производственных помещений относятся к местностям с расчетной температурой наружного воздуха не более 25°С при параметрах А

Для соблюдения оптимальных условий в обслуживаемой зоне помещений температуру воздуха следует понижать от пола к потолку, однако допустимо и повышение температуры на 1—1,5°, но не более 2,5° в пределах высоты человеческого роста.

Температура пола в помещениях, где люди находятся в движении, не должна превышать 25°С, а при их пребывании в состоянии покоя — не более 28°С.

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) следует рассчитывать на обеспечение нормируемых метеорологических параметров и чистоты воздуха внутри помещений, как правило, в пределах расчетных параметров наружного воздуха Б, однако при обоснованных технологических требованиях допускается рассчитывать СКВ на параметры наружного воздуха В по табл. 4 СНиП II-Г.7-62 для теплого и холодного периодов года. Системы кондиционирования воздуха, предназначенные для борьбы с лучистым теплом по способу воздушного душирования и обрабатывающие только наружный воздух, следует рассчитывать на параметры наружного воздуха Б для теплого и холодного периодов года.

Системы, оборудованные кондиционерами, имеющие камеры орошения и работающие по изоэнтальпическим (адиабатическим) процессам, согласно СНиП II-Г.7-62, могут относиться как к системам вентиляции, так и к системам кондиционирования воздуха. Они считаются СКВ в том случае, если предназначены поддерживать круглогодично, а также в течение теплого или холодного периодов года заданные постоянную температуру и относительную влажность воздуха или только один из этих параметров в течение теплого периода года. К системам вентиляции с испарительным охлаждением воздуха относятся системы с кондиционерами, предназначенные для общего охлаждения помещений в теплый период года (постоянная температура не поддерживается) или системы для увлажнения воздуха в холодный период года. Системы вентиляции с испарительным охлаждением, как правило, следует рассчитывать на работу в пределах расчетных параметров наружного воздуха А, за исключением следующих случаев, когда их следует рассчитывать на параметры наружного воздуха А для теплого периода года и на параметры Б для холодного периода года: а) для общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с газовыми вредностями, характеризуемыми предельно допустимыми концентрациями 100 *мг/м*^{3} и менее; б) для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и технологическим оборудованием (например, на горение, пневмотранспорт и сушилки); в) для воздушного душирования, если оно употребляется для борьбы с газовыми вредностями или лучистым теплом с интенсивностью менее 300 *ккал/м*$^2 \cdot$ *ч*.

Технологическое кондиционирование устраивается с целью обеспечения постоянства влагосодержания материалов, скорости протекания химических и биохимических реакций, скорости процесса кристаллизации, постоянства температуры для точного машиностроения и шлифования, постоянства влагосодержания для защиты тонкополированных поверхностей от конденсации влаги и влажности, исключающей образование статического электричества, а также для поддержания температуры и влажности, необходимых для испытания материалов в стандартных условиях. Технологическое кондиционирование требуется также для помещений, в которых обрабатываются и изготовляются гигроскопические продукты, так как температура и относительная влажность воздуха оказывают большое влияние на ход процессов, вес, внешний вид и качество продуктов.

Влага, содержащаяся в продуктах, разделяется на свободную и гигроскопически связанную. Сумма обоих видов влаги характеризуется влагосодержанием.

В табл. 2.3 приведены данные о равновесной влажности или гигроскопическом влагосодержании некоторых материалов, выраженных в процентах к весу сухого материала при температуре воздуха 24°С в зависимости от относительной влажности окружающего воздуха. Влияние температуры воздуха по сравнению с влиянием относительной влажности невелико, хотя колебания температуры влекут за собой некоторые изменения поглощающей способности материалов даже в том случае, если относительная влажность воздуха остается неизменной. При поглощении гигроскопическим материалом влаги из воздуха скрытое тепло конденсации переходит в явное тепло, вызывающее повышение температуры воздуха, что следует учитывать в расчете.

Таблица 23

Равновесные влажности некоторых материалов

Материал	Относительная влажность воздуха в % при температуре 24°С								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Бумага писчая	3	4,2	5,2	6,2	7,2	8,2	9,9	11,9	14,2
Джут	3,1	5,2	6,9	8,5	10,2	12,2	14,4	17,1	20,2
Желатин	0,7	1,6	2,8	3,8	4,9	6,1	7,6	9,3	11,4
Клей	3,4	4,8	5,8	6,6	7,6	9	10,7	11,8	12,5
Кожа	5	8,5	11,2	13,6	16	18,3	20,6	24	29,2
Лен (волокно)	1,9	2,9	3,6	4,3	5,1	6,1	7	8,4	10,2
Пенька	2,7	4,7	6	7,2	8,5	9,9	11,6	13,6	15,7
Резина	0,11	0,21	0,31	0,44	0,54	0,66	0,76	0,88	0,99
Силикагель	5,7	9,8	12,7	15,2	17,2	18,8	20,2	21,5	22,6
Струны для ракеток	4,6	7,2	8,6	10,2	12	14,3	17,3	19,8	21,7
Уголь активированный	7,1	14,2	22,8	26,2	28,3	29,2	30	31,1	32,2
Шерсть	5,7	7	8,9	10,8	12,8	14,9	17,2	19,9	23,4
Шелк	3,2	5,5	6,9	8	8,9	10,2	11,9	14,3	18,8
Шелк искусственный (полотно)	0,8	1,1	1,4	1,9	2,4	3	3,6	4,3	5,3

Примечание. Равновесная влажность, или гигроскопическое влагосодержание, выражается в процентах к весу сухого материала. Например, для образца материала весом 200 *г*, имеющего постоянный сухой вес 180 *г*, равновесная влажность будет $\frac{200 - 180}{180} 100 = 11{,}0\,\%$.

Кондиционирование воздуха применяется для регулирования скорости химических реакций.

При сушке лака повышение относительной влажности оказывает тормозящее действие на поверхностное окисление и способствует свободному выходу газов, без образования пузырей. Относительная влажность воздуха, равная 65%, обычно обеспечивает наилучшие условия, а температура его выбирается в зависимости от вида лака.

Кондиционирование воздуха необходимо также для регулирования скорости кристаллизации и размеров образующихся кристаллов.

При назначении относительной влажности воздуха для помещений, в которых хранится или обрабатывается обычная углеродистая сталь, следует учитывать, что скорость коррозии ее незначительна при влажности воздуха до 30—45%. С повышением влажности воздуха скорость коррозии возрастает и особенно быстро (в десятки раз) после достижения 65%-ной влажности. Поэтому в таких помещениях следует назначать относительную влажность воздуха не выше 40—50%.

Кондиционирование воздуха для поддержания постоянной внутренней температуры необходимо при точной обработке изделий с допусками порядка 2—3 *мк* (при изготовлении инструментов, приборов или оптики), так как колебание температуры воздуха приводит к недопустимо большим увеличениям или уменьшениям размеров деталей в

процессе обработки. Уровень температуры воздуха играет меньшую роль, чем точность ее соблюдения, поэтому этот уровень часто определяется комфортными условиями.

Для защиты полированных поверхностей от микрокоррозии изделий, возникающей в местах прикосновения кистей рук, требуется поддерживать низкую температуру и низкую влажность воздуха, а также обеспечить хорошую его фильтрацию.

Электростатические заряды мешают некоторым производственным процессам и весьма опасны в атмосфере, содержащей взрывчатые вещества; наличие электростатических зарядов сводится к минимуму при относительной влажности воздуха выше 55%. Температура машин и изделий может быть выше, чем температура окружающего воздуха, поэтому в помещении следует поддерживать относительную влажность на уровне 65% и выше, чтобы обеспечить необходимую влажность, равную 55%, в зоне обработки продукта на машинах.

В исследовательских и испытательных лабораториях температуру и влажность воздуха следует поддерживать постоянными с относительно малыми колебаниями. В некоторых лабораториях могут наблюдаться условия, требующие создания специфических параметров, но в большинстве лабораторий достаточно поддерживать постоянными оптимальные температуру и влажность воздуха. Оптимальные параметры воздуха для некоторых производственных помещений приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Оптимальные параметры воздуха в некоторых промышленных и общественных зданиях

Наименование помещений	Температура в °С	Влажность в %
Архивы	14—17	57—63
Библиотеки, книгохранилища	18—21	40—50
Помещения музеев, где хранятся экспонаты из дерева, бумаги, пергамента, кожи, клея и составленные из них	16—24	50—60
Студии художников с картинами на мольбертах	16—24	55—60
Склады картин в музеях	11—12	55—60
Хирургические операционные	19—25	50—60
Цехи механической обработки дерева	15—16	40—55
Столярно-заготовительные отделения	15—16	55—65
Цехи изготовления моделей из дерева	18—20	40—55
Лаборатории металлов	20	40
Термоконстантные помещения для прецизионных работ. группа 1	18—22	40
» 2	19,5—20,5	40
» 3	19,8—20,2	40
» 4	19,95—20,05	40
Особо чистые помещения для прецизионных работ	21,5—22,5	43—45
Цехи точного машиностроения	20	45—50
» намотки трансформаторов и катушек	22	—
» сборки радиоламп	20	40
» изготовления электроизмерительных приборов	21—24	50—55
» обработки пластинок из селена и окиси меди	23	30—40
» плавки оптического стекла	24	45
» шлифовки линз	24	80
» производства спичек	21—25	50
» сушки »	21—25	40
Помещения для хранения мехов	4—10	55—65
То же, кожи	10—16	40—60
Цехи многоцветной литографии (офсет)	24—26	46—48
» плоского печатания на отдельных листах	24—26	45—50
» ротационного печатания на рулонной бумаге	24—26	50—55
Плазовые цехи	18—20	50—60
Склады химикатов	16—27	35—50

Продолжение табл. 24

Наименование помещений	Температура в °С	Влажность в %
Проявочные отделения для фотопленки	20—24	60
Отделения резки фотопленки	18—20	65
» сушки фотонегативов и позитивов	22—24	60
Помещения для хранения кинофотоматериалов	18—20	40—50
Отделение намотки прядильного цеха производства капронового корда:		
при режиме 1	19	47
» » 2	22	45
Помещение контроля и буфер для кордного капронового волокна после прядения:		
при режиме 1	19	47
» » 2	22	45
Текстильные цехи капронового корда	22	60—62
Лаборатории физико-механических испытаний кордной капроновой нити и ткани	20	65
Цехи хлопчатобумажного производства:		
чесальный ленточно-ровничный	22—28	55—50
прядильный	24—28	60—50
ткацкий с кареточными станками	20—26	70—65
» » жаккардовыми станками	22—27	65—60
Склады бумаги для литографии	22—25	51—56
» типографской бумаги:		
для плоской печати	20—25	45—50
» ротационной печати	20—25	50—55
Цехи переплетные, сушки, резки, склеивания бумаги	20—26	45—50
Склады порошков и материалов для них в фармацевтическом производстве:		
материалов	20—25	30—35
готовых порошков	20—25	15—35
Цехи прессования таблеток	25	35—40
» обработки коллоидов	20	30—50
» изготовления препаратов из желез	25—26	5—10
» экстрактов из печени	20—25	20—30
» изготовления желатиновых капсул	25	40—50
» склеивания резиновых изделий	25	25—30
» изготовления хирургических изделий из резины	24—30	25—30
Табачное производство:		
склады табака	18—24	75—80
цехи изготовления сигар, папирос, сигарет	18—24	70—75
гильзовый цех	18—24	65—70
увлажнительная камера для табака	24	75
Пивоваренное производство:		
солодовня	12	80—85
бродильные чаны	4—8	60—65
Хлебопекарное и макаронное производство:		
склады муки	12—15	50—60
прессовый цех	15—20	50—60
силосно-просеивательное отделение	18	60
отделение опары	25—27	75
» теста	28—30	75—80
тесторазделочное отделение	18	60—65
расстойное отделение	35—40	80—85
Молочная промышленность:		
маслодельный цех	14—16	80
сыродельный »	18—20	80
отделение соления	10	95
термостатная камера для сквашивания кефира	16—20	60
» » » созревания кефира	5—8	80
» » » сквашивания простокваши	24—26	60
помещение для хранения сухого молока	5	60

Глава 3

ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИЯ

Производительность систем кондиционирования воздуха зависит от расчетных условий теплого периода года, регламентированных СНиП II-Г.7-62. Расчет поступлений тепла через внешние ограждения в теплый период года осложняется значительными колебаниями температуры наружного воздуха в течение расчетных суток и еще большими колебаниями температуры на поверхности непрозрачных наружных ограждений, обогреваемых солнцем. Влияние оказывает также массивность ограждений, благодаря чему колебания температур на их внутренней поверхности уменьшаются и запаздывают по отношению к колебаниям температур на внешней поверхности.

Потери тепла через внешние ограждения в холодный период года рассчитываются в предположении установившегося теплового режима, так как в холодный период значительных суточных колебаний температуры воздуха и особенно колебаний температуры поверхностей наружных ограждений, связанных с нагревом их солнцем, в природе не наблюдается.

Определение максимальных часовых избытков тепла производится для расчетных суток, когда максимальная температура наружного воздуха равна расчетной наружной температуре воздуха для теплого периода, при этом п. 4.8 СНиП II-Г.7-62 требует обеспечения заданных внутренних параметров, как правило, при расчетных параметрах наружного воздуха Б, но допускает применение параметров В при наличии технологических обоснований.

В практике проектирования встречается необходимость расчета кондиционирования воздуха также и на параметры наружного воздуха А, хотя обеспеченность заданных внутренних параметров при этом для ряда населенных пунктов оказывается весьма низкой.

Расчет поступлений тепла через непрозрачные внешние ограждения кондиционируемых помещений приведен нами по методу Стюарта. Употреблявшийся ранее метод Шкловера более сложен и практически может быть применен только для расчета с помощью электронно-вычислительных машин. Сравнение расчетов по Шкловеру с расчетами по Стюарту показывает, что для непрозрачных ограждений они дают близкие результаты.

Поступление тепла в помещение находится как сумма поступлений тепла через непрозрачные и прозрачные, наружные и внутренние ограждения помещений, от искусственного освещения, технологического оборудования, а также от людей.

Все поступления тепла, как правило, переменны во времени, при этом часть из них зависит от переменных температуры наружного воздуха и напряжения солнечной радиации. Поэтому для определения нагрузки на систему кондиционирования воздуха необходим почасовой (или с интервалом в 2 *ч*) расчет поступлений тепла в помещение, в результате которого может быть выявлена максимальная нагрузка и время, когда она будет иметь место.

1. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА ЧЕРЕЗ НЕПРОЗРАЧНЫЕ ВНЕШНИЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Количество тепла, проникающее через непрозрачные ограждения в помещения в теплый период года, определяется по формулам:

для темных кровель зданий, расположенных на северной широте 40° (а практически и для широт 32—44°):

$$Q_1 = k_1 k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_2) \ ккал/ч; \qquad (3.1)$$

для любых кровель зданий, расположенных во всех северных широтах:

$$Q_2 = k_1 k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_3) \ ккал/ч; \qquad (3.2)$$

для стен всех зданий, расположенных на 40° с. ш., для стен зданий, расположенных на 24—52° с. ш. при ориентации на восток, запад, северо-восток и северо-запад, а также для стен зданий, расположенных на 32—44° с. ш. при ориентации стен на север, юго-восток и юго-запад:

$$Q_3 = k_1 k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_5) \ ккал/ч; \qquad (3.3)$$

для стен зданий, расположенных на любых северных широтах

$$Q_4 = k_1 k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_6) \ ккал/ч. \qquad (3.4)$$

Здесь k_1 — коэффициент для учета условий вентиляции покрытий, равный для бесчердачных кровель 1 и для чердачных хорошо вентилируемых покрытий 0,75;

k_2 — коэффициент теплопередачи кровель или стен в *ккал/м²·ч·град*, который следует рассчитывать, применяя коэффициенты теплоотдачи от внутренней поверхности ограждения к воздуху помещения $\alpha_{вн} = 6$ *ккал/м²·ч·град*, а от наружного воздуха к стене $\alpha_н = 20$ *ккал/м²·ч·град*;

F — площадь стены или кровли (или горизонтальная проекция наклонной кровли) в *м²*;

Δt_1 — эквивалентная разность температур для данной местности в *град*; ограничивается величинами ±3° для тяжелых ограждений, ±2° для ограждений средней тяжести, для легких конструкций $\Delta t_1 = 0$;

$$\Delta t_1 = t_н - t_в - A \Delta t_а - Б \ град; \qquad (3.5)$$

$t_н$ — расчетная наружная летняя температура воздуха по сухому термометру в *град*;

$t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха в *град*;

$\Delta t_а$ — амплитуда суточных колебаний температуры для данной местности в теплый период года в *град* (табл. 3.1);

Таблица 3.1

Средние амплитуды колебания температур наружного воздуха в течение расчетных суток [1]

Город	Амплитуда колебаний $\Delta t_а$ в *град*	Город	Амплитуда колебаний $\Delta t_а$ в *град*
Алма-Ата	13,4	Минск	13,8
Астрахань	12,6	Москва	11,8
Ашхабад	15,4	Одесса	8,9
Баку	7,7	Рига	12
Батуми	9,1	Ростов-на-Дону	14
Владивосток	9	Рязань	13,8
Волгоград	13,2	Самарканд	17,3
Горький	10,5	Саратов	13,4
Кзыл-Орда	16,6	Свердловск	14,2
Киев	12,6	Таллин	8,4
Красноводск	10,2	Ташкент	17,4
Курск	12,6	Тбилиси	14,3
Ленинград	11,2	Фергана	16,8
Львов	14,1	Харьков	13,9

[1] Составлена на основе табл. 2 СНиП II-А.6-62 «Строительная климатология и геофизика». За расчетную среднюю амплитуду колебаний температур наружного воздуха $\Delta t_а$ принята меньшая из среднесуточных амплитуд июля и августа.

A и $Б$ — величины, зависящие от веса ограждений; для легких (до 35 $кГ/м^2$) ограждений $A=0$ и $Б=0$, для средних (36—270 $кГ/м^2$) $A=0{,}25$ и $Б=5{,}5$, для тяжелых (более 270 $кГ/м^2$) $A=0{,}5$ и $Б=2{,}75$;

Δt_2 и Δt_4 — исходная эквивалентная разность температур соответственно для облучаемых солнцем и затененных покрытий (табл. 3.2);

Таблица 32

Исходные эквивалентные расчетные разности температур для освещенных солнцем и затененных покрытий зданий, расположенных на 40° с. ш.

Вид покрытия	Вес покрытия в $кГ/м^2$	Часы суток по солнечному времени								
		8	10	12	14	16	18	20	22	24
1. Величины Δt_2 для освещенных солнцем покрытий в град										
Легкое	До 35	6,7	21,1	30	**34,4**	27,8	14,4	5,6	**2,2**	0
Средней тяжести	36—270	0	11,1	22,2	28,9	**30**	23,3	11,1	5,6	3,3
Тяжелое	271—400	3,3	3,3	11,1	18,9	23,3	**24,4**	18,9	11,1	7,8
Легкое, залитое водой слоем 25 *мм*	До 35*	0	2,2	8,9	**12,2**	10	7,8	5,6	1,1	0
Легкое, над которым разбрызгивается вода	До 35*	0	2,2	6,7	**10**	8,9	7,8	5,6	1,1	0
Тяжелое, залитое водой слоем 25 *мм*	271—400*	—1,1	—1,1	—2,2	5,6	7,8	8,9	7,8	5,6	3,3
Тяжелое, над которым разбрызгивается вода	271—400*	—1,1	—1,1	1,1	4,4	6,7	7,8	6,7	5,6	3,3
Любое покрытие, залитое водой слоем 150 *мм*	До 400*	—1,1	0	0	3,3	5,6	**5,6**	4,4	2,2	0
2. Величины Δt_4 для затененных покрытий в град										
Легкое	До 35	—2,2	0	3,3	6,7	7,8	6,7	4,4	1,1	0
Средней тяжести	36—270	—2,2	—1,1	1,1	4,4	**6,7**	6,7	5,6	3,3	1,1
Тяжелое	271—400	—1,1	—1,1	0	2,2	4,4	**5,6**	5,6	4,4	2,2

* Без учета воды.

Δt_3 — эквивалентная разность температур для любых кровель, равная:

$$\Delta t_3 = \Delta t_4 + k_3 \frac{I_1}{I_2} (\Delta t_2 - \Delta t_4) \ град; \qquad (3.6)$$

k_3 — коэффициент, учитывающий цвет кровли при определении величины Δt_3 и равный для темных кровель 1, для серых, голубых и красных кровель 0,8, для белых и алюминиевых кровель 0,55 (применение значения коэффициента $k_3<1$ должно быть обосновано условиями эксплуатации здания, так как для загрязненных поверхностей любого цвета $k_3=1$);

Δt_6 — эквивалентная разность температур для любых стен в любых северных широтах в *град*, равная:

$$\Delta t_6 = \Delta t_7 + \frac{I_3}{I_4} (\Delta t_5 - \Delta t_7) \ град; \qquad (3.7)$$

Δt_5 и Δt_7 — исходная эквивалентная разность температур соответственно для облучаемых солнцем и затененных стен (табл. 3.3);

I_1/I_2 — отношение максимального напряжения солнечной радиации на горизонтальную плоскость для заданной широты к максимальному напряжению для 40° с. ш., для которых составлена табл. 3.2; величина этого отношения принимается по табл. 3.4;

I_3/I_4 — отношение максимального напряжения солнечной радиации на вертикальную плоскость, для заданных широты и ориентации к максимальному напряжению для 40° с. ш., для которых приведены данные в табл. 3.3; величина этого отношения принимается по табл. 3.4.

Таблица 3.3

Исходные эквивалентные расчетные разности температур для облучаемых солнцем и затененных темных (Т) и светлых (С) наружных стен зданий, расположенных на 40° с. ш.

Страны света	Часы суток по солнечному времени																	
	8		10		12		14		16		18		20		22		24	
	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С
Величины Δt_5 для освещенной солнцем кирпичной стены толщиной 200 мм и весом 360 кГ/м²																		
СВ	1,1	1,1	1,1	1,1	5,6	1,1	**8,9**	4,4	7,8	4,4	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	5,6	5,6	4,4
В	4,4	3,3	4,4	3,3	7,8	4,4	**10**	5,6	10	**8,6**	7,8	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6
ЮВ	4,4	2,2	3,3	3,3	3,3	2,2	7,8	5,6	**10**	**6,7**	8,9	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	6,7	5,6
Ю	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	**8,9**	**5,6**	8,9	6,7	6,7	5,6	5,6	4,4
ЮЗ	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	**4,4**	2,2	5,6	3,3	6,7	4,4	11,1	6,7	**13,3**	**8,9**	11,1	7,8
З	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	3,3	7,8	4,4	11,1	8,9	**13,3**	**8,9**	13,3	8,9
СЗ	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	8,8	**7,8**	**10**	7,8
С	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	**4,4**	**4,4**	**4,4**	4,4	3,3	3,3
Величины Δt_7 для кирпичной стены толщиной 200 мм и весом 360 кГ/см², находящейся в тени																		
Любые	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	4,4	4,4	4,4	4,4	3,3	3,3
Величины Δt_5 для освещенной солнцем кирпичной стены толщиной 300 мм и весом 540 кГ/м²																		
СВ	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	5,6	2,2	**6,7**	**3,3**	6,7	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3
В	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	**7,8**	**5,6**	7,8	5,6	7,8	4,4	7,8	4,4
ЮВ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	**7,8**	**5,6**	7,8	5,6	6,7	4,4
Ю	4,4	3,3	4,4	3,3	3,3	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	**6,7**	**4,4**	6,7	4,4
ЮЗ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	**4,4**	5,6	4,4	**6,7**	4,4	7,8	5,6
З	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	**6,7**	**4,4**	8,9	5,6
СЗ	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	**3,3**	**5,6**	3,3	5,6	3,3
С	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	**3,3**	**3,3**
Величины Δt_7 для кирпичной стены толщиной 300 мм и весом 540 кГ/м², находящейся в тени																		
Любые	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3

Продолжение табл 3.3

Страны света	Часы суток по солнечному времени																	
	8		10		12		14		16		18		20		22		24	
	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С
Величины Δt_5 для освещенной солнцем бетонной или каменной стены толщиной 200 мм и весом 500 кГ/м²																		
СВ	2,2	1,1	2,2	0	**8,9**	**4,4**	7,8	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	6,7	5,6	5,6	4,4	4,4	3,3
В	3,3	2,2	7,8	**4,4**	**13,3**	**6,7**	13,3	6,7	10	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	5,6	4,4
ЮВ	3,3	1,1	3,3	**2,2**	**8,9**	5,6	10	**6,7**	10	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	5,6	**4,4**
Ю	1,1	0,6	1,1	0,6	2,2	0,6	6,7	3,3	8,9	**6,7**	**10**	6,7	7,8	6,7	5,6	**4,4**	4,4	**3,3**
ЮЗ	3,3	1,1	2,2	1,1	3,3	1,1	4,4	2,2	7,8	**5,6**	12,2	8,9	**13,3**	8,9	12,2	8,9	5,6	4,4
З	3,3	2,2	3,2	2,2	3,3	**2,2**	4,4	3,3	6,7	**4,4**	11,1	7,8	**15,6**	**10,0**	14,4	10,0	7,8	5,6
СЗ	2,2	1,1	2,2	0	2,2	1,1	2,2	2,2	3,3	**3,3**	6,7	5,6	**11,1**	7,8	12,2	**8,9**	4,4	**3,3**
С	0	0	0	0	0	**0**	1,1	1,1	**2,2**	2,2	3,3	**3,3**	**4,4**	4,4	3,3	3,3	**2,2**	2,2
Величины Δt_7 для бетонной или каменной стены толщиной 200 мм и весом 500 кГ/м², находящейся в тени																		
Любые	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	**3,3**	**3,3**	**4,4**	**4,4**	3,3	3,3	2,2	2,2
Величины Δt_5 для освещенной солнцем бетонной или каменной стены толщиной 300 мм и весом 750 кГ/м²																		
СВ	**3,3**	2,2	3,3	1,1	3,3	**1,1**	**7,8**	4,4	**7,8**	4,4	**5,6**	4,4	5,6	4,4	6,7	**5,6**	5,6	4,4
В	5,6	3,3	4,4	3,3	5,6	**3,3**	**10**	**5,6**	10	6,7	**8,9**	**5,6**	6,7	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6
ЮВ	**4,4**	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	7,8	4,4	**8,9**	5,6	8,9	5,6	7,8	**5,6**	6,7	5,6	6,7	5,6
Ю	3,3	2,2	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	**7,8**	5,6	8,9	**6,7**	7,8	5,6	5,6	4,4
ЮЗ	4,4	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	10	**7,8**	**11,1**	7,8	10	6,7
З	6,6	3,3	4,4	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	8,9	6,6	**13,3**	7,8	12,2	7,8
СЗ	3,3	2,2	3,3	1,1	3,3	1,1	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	10	6,7	**11,1**	**7,8**
С	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	**4,4**	**4,4**	3,3	3,3
Величины Δt_7 для бетонной или каменной стены толщиной 300 мм и весом 750 кГ/м², находящейся в тени																		
Любые	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	**3,3**	**4,4**	**4,4**	3,3	3,3

Отношение максимальных напряжений солнечной радиации I_1/I_2 и I_3/I_4 [для формул (3.6) и (3.7)]

Северная широта в *град*	Отношение I_3/I_4 для стен, ориентированных на страны света					Отношение I_1/I_2 (горизонтальная плоскость)
	Ю	З и В	ЮЗ и ЮВ	СЗ и СВ	С	
24	0,3	0,98	0,8	1,01	1,12	1,08
28	0,33	0,98	0,9	1,01	1,06	1,07
32	0,6	0,99	0,93	1	1	1,05
36	0,8	0,99	0,98	1	1	1,03
40	1	1	1	1	1	1
44	1,23	1,01	1,05	1	1,03	0,96
48	1,4	1,02	1,11	1	1,05	0,93
52	1,65	1,03	1,17	1	1,11	0,9
56	1,88	1,05	1,23	1,03	1,29	0,86
60	2,1	1,08	1,23	1,06	1,44	0,82
64	2,3	1,12	1,34	1,11	1,58	0,78

Табл. 3 2 исходных эквивалентных разностей температур Δt_2 и Δt_4 по Стюарту переработана авторами и представлена для обезличенных конструкций различной весовой категории.

Для конструкций, не перечисленных в табл. 3.3, величины Δt_5 и Δt_7 следует вычислять путем интерполяции табличных данных для наиболее подходящих по материалу и весу ограждений.

Величины Δt_7 для стен кремового цвета следует принимать по табл. 3.3, как для светлых стен. Для синих (не темных), зеленых, светло-красных, светло-коричневых, неокрашенных деревянных стен и стен цвета натурального бетона следует принимать по табл. 3.3 средние величины между приведенными для светлых и темных стен.

Для изолированных стен следует принимать те же величины Δt_5 и Δt_7, как и для неизолированных равного веса.

Пример 3.1. Тяжелое темное покрытие, состоящее из железобетонной плиты, изоляции и толя, весит 398 *кГ/м²*; коэффициент $k_2=0{,}635$ *ккал/м²·ч·град*; широта северная 35°, температура $t_н=40{,}5°C$; $t_в=25{,}5°C$ и $\Delta t_а=16{,}7°$ Определить количество тепла, поступающего в 14 *ч*.

Решение. По формуле (3 5) определяем

$$\Delta t_1 = 40{,}5 - 25{,}5 - 0{,}5 \cdot 16{,}7 - 2{,}75 = 3{,}9°,$$

но так как Δt_1 ограничивается 3°, то по формуле (3 1)

$$Q_1 = 1 \cdot 0{,}635 \cdot 1 \ (18{,}9 + 3) = 13{,}9 \ \textit{ккал/м²·ч}.$$

Пример 3.2. Стена из красного кирпича толщиной 380 *мм* и весом 685 *кГ/м²* ориентирована на юг, широта северная 60°; температура $t_н=30°C$, $t_в=23°C$ и $\Delta t_а=13°$

Определить максимальное количество тепла, поступающего через стену

Решение Расчет производим по формуле (3 4) Входящую в нее величину Δt_1 определяем по формуле (3 5), тогда

$$\Delta t_1 = 30 - 23 - 0{,}5 \cdot 13 - 2{,}75 = -2{,}25°.$$

Величина Δt_6 по формуле (3 7) зависит от величин Δt_5 и Δt_7, которые вычисляем путем интерполяции данных табл 3 3 Для кирпичной темной стены толщиной 300 *мм*, ориентированной на юг, максимум $\Delta t_5^{(300)}$ приходится на 22 *ч* и равен 6,7°, а максимум $\Delta t_7^{(300)}$ на 24 *ч* равен 3,3°. Для стены толщиной 200 *мм* максимумы $\Delta t_5^{(200)}=8{,}9°$ и $\Delta t_7^{(200)}=4{,}4°$, максимумы приходятся на 20 *ч*. Экстраполируя эти данные для стен толщиной 380 *мм*, получаем

$$\Delta t_5^{(380)} = \Delta t_5^{(300)} + [\Delta t_5^{(300)} - \Delta t_5^{(200)}] \ \frac{380-300}{300-200} = 6{,}7 + (6{,}7 - 8{,}9) \ 0{,}8 =$$

$$= 4{,}94°;$$

$$\Delta t^{(380)} = 3{,}3 + (3{,}8 - 4{,}4) \ 0{,}8 = 2{,}42°.$$

Максимальное количество тепла, поступающего через стену, по формуле (3.4) с поправкой по табл. 34, равной 2,1, составляет

$$Q_4 = 1 \cdot 1{,}34 \cdot 1 \ [-2{,}25 + 2{,}42 + 2{,}1 \ (4{,}94 - 2{,}42)] = 7{,}35 \ ккал/м^2 \cdot ч.$$

Коэффициент теплопередачи стены, вошедший в расчет по формуле (3.4), будет

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{6} + \frac{1}{20} + \frac{0{,}38}{0{,}7}} = 1{,}34 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Максимум нагрузки приходится ориентировочно на 24 *ч*.

2. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ВНУТРЕННИЕ ОГРАЖДЕНИЯ В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА

Поступления тепла из смежных помещений следует рассчитывать по формуле

$$Q_в = k F \Delta t_р \ ккал/ч, \tag{3.8}$$

где k — коэффициент теплопередачи в *ккал/м²·ч·град*;
F — площадь ограждения в *м²*;
$\Delta t_р$ — расчетная разность температур, определяемая по формулам (3.9) или (3.10), в *град*.

Ограждения, отделяющие кондиционируемое помещение от смежных некондиционируемых помещений (стены, пол и потолок), должны быть воздухонепроницаемы и теплоизолированы. При обычном комфортном и технологическом кондиционировании и при внутренней температуре помещения 18—27°С коэффициент теплопередачи внутренних ограждений следует доводить до значения $k \geqslant 1$ *ккал/м²·ч·град*. В других случаях величина k требует специальных обоснований.

Если смежные помещения не имеют собственных источников тепловыделений и слабо вентилируются, то расчетную разность температур $\Delta t_р$ следует определять по формуле

$$\Delta t_р = (t_н - t_п) \ m \ град, \tag{3.9}$$

где $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха для теплого периода в *град* (по СНиП II-Г.7-62);
$t_п$ — температура в кондиционируемом помещении в *град*;
m — понижающий коэффициент, равный. для междуэтажного перекрытия, отделяющего кондиционируемое помещение от верхнего этажа здания, если верхний этаж находится непосредственно под кровлей или чердачным покрытием — 0,75; для всех ограждений, кроме полов, расположенных над первым этажом здания, над подвалом или на уровне земли, — 0,5; для полов, расположенных над первым этажом здания, — 0,25; для полов, расположенных на грунте или над подвалом, — 0.

При усиленной вентиляции наружным воздухом и отсутствии собственных тепловыделений температура в смежных помещениях практически равна температуре наружного воздуха и коэффициент $m = 1$.

При наличии собственных избытков тепла внутри смежных помещений расчетная разность температур принимается равной

$$\Delta t_р = t_с - t_п = t_н + \Delta t_с - t_п \ град, \tag{3.10}$$

где $t_с$ — температура воздуха в смежных помещениях в *град*;
$\Delta t_с$ — превышение температуры в смежном помещении над температурой наружного воздуха в *град*.

Величина $\Delta t_с$ определяется по расчету или принимается по СНиП II-Г.7-62.

3. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОСТЕКЛЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ЗА СЧЕТ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ И ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА

На плоскость, перпендикулярную солнечным лучам, за пределами земной атмосферы падает около 1200 *ккал/м²·ч* тепла от солнечной радиации. Также ориентированная плоскость на уровне земли получает значительно меньше солнечного тепла из-за потерь при проходе через атмосферу. Содержащиеся в атмосфере водяной пар, озон и углекислота абсорбируют солнечную энергию и затем, редуцируя, направляют ее на землю в виде рассеянной радиации. Часть прямой солнечной радиации отражается от земной поверхности и поступает в помещение в виде отраженной радиации.

Схема поступлений тепла через остекленные поверхности от солнечной радиации и за счет теплопередачи приведена на рис. 3.1.

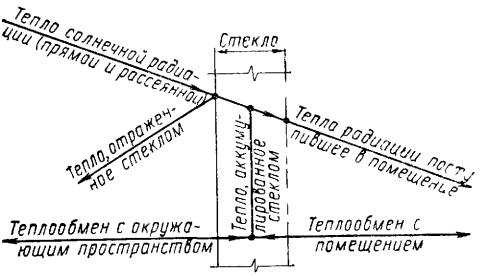


Рис. 3.1. Схема поступления тепла от солнечной радиации и за счет теплопередачи через остекленные поверхности

Тепло солнечной радиации, попадая в помещение, нагревает пол, стены и оборудование, а затем переходит к окружающему воздуху, поэтому его нагревание запаздывает относительно времени поступления тепла.

Расчеты поступления тепла в помещения следует производить по формулам:

через остекление, освещенное солнцем,

$$Q_с = [k_с k_{1с} q_с + k_2 (t_н - t_п)] \; F \;\; ккал/ч, \qquad (3.11)$$

через остекление, находящееся в тени,

$$Q_т = [k_т k_{1т} q_т + k_2 (t_н - t_п)] \; F \;\; ккал/ч, \qquad (3.12)$$

где $q_с$ — количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации через 1 *м²* обычного одинарного стекла толщиной 3 *мм* через освещенные солнцем окна, в *ккал/м²·ч* (см. табл. 3.5);

$q_т$ — то же, через находящиеся в тени окна в *ккал/м²·ч* (см. табл. 3.5);

($q_с$ и $q_т$ — количества тепла, принимаемые по табл. 3.5 как среднее из данных для часа, который соответствует времени максимума нагрузки в данном помещении и радиации в предшествующий час);

$k_с$ и $k_т$ — коэффициенты для учета уменьшения поступлений тепла через поверхности, соответственно освещенные солнцем и находящиеся в тени, за счет затенения стекол переплетами рам и загрязнения атмосферы (табл. 3.6);

$k_{1с}$ и $k_{1т}$ — коэффициенты для учета уменьшения поступлений тепла через остекленные поверхности, соответственно освещенные солнцем и находящиеся в тени; эти коэффициенты вводятся при применении остекления, отличающегося от принятого за основу одинарного незатененного остекления и принимаются: для одинарных стекол — по табл. 3.7, для одинарных стекол, затененных жалюзи или шторами, — по табл. 3.8; для стеклопакетов и двойного остекления без затенения и затененных жалюзи или шторами — по табл. 3.9, для стен из стеклоблоков — по табл. 3.10;

k_2 — коэффициент теплопередачи в *ккал/м²·ч·град* (табл. 3.11);

$t_н$ и $t_п$ — температуры соответственно наружного и внутреннего воздуха в *град;*

F — площадь проема ограждений (по наименьшим размерам), оставляемого для оконной рамы, в *м²*.

Количество тепла, в ккал/ч от солнечной радиации, поступающего через 1 $м^2$ обычного одинарного листового стекла толщиной 3 *мм*

Часы суток	Северная широта в *град*	Вертикальные поверхности — Страны света для 6—12 *ч*								Горизонтальные поверхности	Северная широта в *град*	Вертикальные поверхности — Страны света для 6—12 *ч*								Горизонтальные поверхности	Часы суток
		С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ			С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ		
6		68с	236с	252с	106с	11	11	11	11	43с		73с	351с	404с	203с	19	19	19	19	106с	18
7		89с	426с	468с	244с	27	27	27	27	187с		35с	385с	521с	342с	30	30	33	33	233с	17
8		68с	434с	543с	312с	35	41	41	43	372с		41	312с	543с	434с	68с	41	41	41	372с	16
9	24	52с	353с	483с	301с	49	49	49	49	537с	48	49	176с	475с	467с	163с	49	49	49	494с	15
10		54	222с	347с	244с	57	57	57	57	659с		52	60	334с	439с	233с	52	52	52	583с	14
11		62	100с	171с	146с	68	62	62	62	732с		54	54	160с	361с	323с	98с	54	54	637с	13
12		65	65	65	71с	79с	71с	65	65	757с		57	57	57	233с	347с	233с	57	57	656с	12
6		76с	288с	312с	141с	14	14	14	14	62с		75с	355с	425с	224с	23	20	19	20	119с	18
7		65с	418с	505с	282с	30	30	30	30	206с		33с	361с	521с	371с	33	30	32	32	245с	17
8		49с	396с	543с	355с	41	41	41	41	380с		39	281с	537с	459с	88с	42	39	40	321с	16
9	32	49	290с	480с	363с	62	49	49	49	532с	56	45	132с	470с	507с	226с	45	46	50	478с	15
10		54	155с	347с	315с	98с	54	54	54	640с		48	79	325с	475с	292с	46	47	55	560с	14
11		60	65с	168с	220с	130с	62	62	62	708с		52	71	160с	412с	383с	140с	49	63	596с	13
12		62	62	62	106с	141с	106с	62	62	732с		55	71	57	290с	425с	280	5	30	615с	12

6		79с	326с	366с	171с	16	16	16	16	84с		59с	360с	450с	244с	24	17	17	16	140с	18
7		46с	401с	515с	301с	30	30	30	30	222с		26	336с	521с	400с	31	26	26	25	254с	17
8		43	355с	543с	393с	49	41	41	41	380с		32	244с	533с	473с	109с	40	31	31	313с	16
9	40	49	233с	480с	418с	103с	49	49	49	515с	64	42	106с	465с	522с	252с	46	37	36	463с	15
10		54	98с	347с	380с	176с	54	54	54	616с		44	45	315с	504с	332с	48	40	39	512с	14
11		57	60	168с	290с	288с	68с	57с	57	681с		45	41	160с	465с	434с	156с	41	41	550с	13
12		57	60	62	165с	247с	165с	62	62	700с		48	43	57	327с	480с	326	44	44	550с	12

Часы суток	Северная широта в *град*	Страны света для 12—18 *ч* (Вертикальные поверхности)								Горизонтальные поверхности	Северная широта в *град*	Страны света для 12—18 *ч* (Вертикальные поверхности)								Горизонтальные поверхности	Часы суток
		С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ		

Примечания 1 Часам суток приведенным слева, в первой графе, соответствуют страны света, указанные в верхней части таблицы, а часам суток, приведенным справа, в последней графе,— страны света указанные в нижней части таблицы.

2 Величины без знака «с» соответствуют $q_т$ в формуле (3 12) Часы суток указаны по солнеч ному времени

3 Буква «с», поставленная рядом с величиной количества посту пающего тепла, показывает, что эта величина соответствует $q_с$ в формуле (3 11).

Таблица 36

Значения коэффициентов k_c и $k_т$ для учета изменения поступлений тепла за счет затенения стекол переплетами рам и загрязнения атмосферы

Тип остекления	Чистая атмосфера	Атмосфера промышленных городов и заводов			
	Для поверхностей				
	освещенных солнцем и находящихся в тени	освещенных солнцем		находящихся в тени	
	k_c, $k_т$	k_c		$k_т$	
	Северная широта в *град*				
	24—64	24—40	40—64	24—40	40—64
Окна сплошные витринные одинарные без переплетов и стены из стеклоблоков	1	0,7	0,75	1,6	1,75
Окна сплошные витринные двойные без переплетов	0,9	0,63	0,68	1,45	1,58
Окна в металлических рамах:					
одинарные	0,8	0,56	0,6	1,28	1,4
двойные	0,72	0,51	0,54	1,15	1,26
Окна в деревянных рамах:					
одинарные	0,65	0,46	0,48	1,04	1,14
двойные	0,6	0,42	0,45	0,95	1,05

Таблица 37

Значения коэффициентов k_{1c} и $k_{1т}$ для учета уменьшения поступлений тепла солнечной радиации при различных одинарных стеклах

Стекло	Номинальная толщина в *мм*	Коэффициент светопропускания стекла	k_{1c}	$k_{1т}$
Обычное листовое	3	0,86	1	1
	6	0,8	0,95	0,95
Обычное зеркальное	10	0,75	0,91	0,91
	13	0,71	0,88	0,88
Теплозащитное листовое	5	0,51	0,71	0,78
	6	0,46	0,67	0,74
	10	0,34	0,57	0,64
Нешлифованное листовое	3	0,59	0,78	0,78
	5	0,74	0,9	0,9
	6	0,45	0,66	0,66
	6	0,71	0,88	0,88
	6	0,67	0,86	0,86
Нешлифованное зеркальное	6	0,52	0,72	0,72
	6	0,47	0,7	0,7
	10	0,33	0,56	0,56
	13	0,24	0,5	0,5

Таблица 38

Значения коэффициентов k_{1c} и $k_{1т}$ для учета уменьшения поступлений тепла от солнечной радиации через одинарное стекло при затенении его с внутренней стороны

Стекло	Тип затеняющих устройств							
	Венецианские подъемные жалюзи				Рольные непрозрачные шторы			
	серые		светлые		темные		светлые	
	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$
Обычное листовое или зеркальное	0,64	0,66	0,55	0,6	0,59	0,61	0,25	0,22
Теплозащитное или нешлифованное листовое	0,57	0,58	0,53	0,52	0,45	0,42	0,3	0,3
Теплозащитное или нешлифованное зеркальное	0,54	0,53	0,52	0,52	0,4	0,36	0,28	0,26

Продолжение табл 38

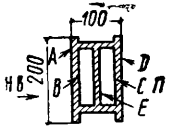
Стекло	Тип затеняющих устройств					
	Шторы из светлой ткани					
	редкая		средняя		плотная	
	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$
Обычное листовое или зеркальное	0,67	0,6	0,55	0,49	0,47	0,42
Теплозащитное или нешлифованное листовое	0,53	0,48	0,45	0,4	0,41	0,36
Теплозащитное или нешлифованное зеркальное	0,45	0,4	0,39	0,36	0,36	0,32

Таблица 39

Значения коэффициентов k_{1c} и $k_{1т}$ для учета уменьшения поступлений тепла от солнечной радиации при применении стеклопакетов с воздушной прослойкой толщиной 5—13 *мм* или двойного остекления

Стекло	Без затеняющих устройств		С венецианскими подъемными жалюзи внутри помещения				С рольными непрозрачными шторами внутри помещения				Со шторами из светлой ткани внутри помещения					
			серыми		светлыми		темными		светлыми		редкой		средней		плотной	
	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$
Обычное листовое наружное или внутреннее	0,9	0,84	0,57	0,55	0,51	0,51	0,6	0,56	0,25	0,22	0,6	0,54	0,5	0,45	0,44	0,4
Обычное зеркальное наружное и внутреннее	0,83	0,77	0,57	0,55	0,51	0,51	0,6	0,56	0,25	0,22						
Теплозащитное зеркальное наружное и обычное зеркальное внутреннее	0,56	0,53	0,39	0,38	0,36	0,36	0,4	0,37	0,22	0,2	0,42	0,38	0,38	0,34	0,34	0,31
Теплозащитное зеркальное наружное и обычное зеркальное внутреннее	0,56	0,53	0,39	0,38	0,36	0,36	0,4	0,37	0,22	0,2						

Таблица 310



Значение коэффициентов k_{1c} и $k_{1т}$ для учета уменьшения поступлений тепла от солнечной радиации через стены из бесцветных стеклоблоков размером 200×200×100 *мм*

Тип	Поверхности A	B	C	D	Перегородка E	Коэффициенты k_{1c}	$k_{1т}$ для стран света С, СЗ, З, ЮЗ
I	Полированная	Полированная или рифленая, или желобчатая		Полированная	Отсутствует	0,65	0,4
IA	Глазурованная	То же		То же	То же	0,27	0,20
II	Полированная	»		»	Перегородка из стекловолокна	0,44	0,34
III	Узкое вертикальное рифление или желоба	Горизонтальные светорассеивающие призмы или горизонтальные светонаправляющие призмы		Узкое вертикальное рифление или желоба	То же	0,33	0,27
IIIA	То же	То же		То же	То же, но покрыта зеленой глазурью или со светорассеивающими призмами	0,25	0,18

Примечания: 1. На эскизе обозначены «Н в» — наружный воздух, «П» — помещение.
2 Для блоков с размером 300×300×100 *мм* коэффициенты k_{1c} и $k_{1т}$ следует увеличивать на 15%.
3 Для стран света СВ, В, ЮВ коэффициент $k_{1т}$ следует увеличивать на 50%.
4 Поступление тепла от солнечной радиации через стеклоблоки запаздывает на 1 *ч*.

Таблица 311

Значение коэффициента теплопередачи остекления для теплого периода года при скорости ветра 3,2 *м/сек*

Тип остекления и способ искусственного затенения	Коэффициент k_2 в *ккал/м²·ч·град* для остекления: незатененного	затененного жалюзи или шторами	затененного жалюзи между рамами
Одинарное остекление	2,9	2,2	—
Стеклопакет с воздушными прослойками толщиной в *мм*:			
4,8	1,74	1,47	—
6,4	1,66	1,42	—
12,7	1,53	1,31	—
Одинарное остекление, защищенное штормовой рамой на расстоянии 25 *мм* и более	1,47	1,28	—
Панели из стеклоблоков типов:			
I и IA	1,52	—	—
II, III, IIIA	1,3	—	—
Двойное остекление с затеняющими устройствами между рамами:			
жалюзи неподвижные, соприкасающиеся со стеклом	—	—	2,58
то же, не соприкасающиеся со стеклом	—	—	1,71
Венецианские жалюзи	—	—	1,2

Значительное снижение теплопритока через окна и стеклоблоки можно получить, применяя горизонтальные навесы при ориентации остекления на юг, юго-восток и юго-запад. Длина навеса пропорциональна высоте тени. В табл. 3.12 приведены длины горизонтальной проекции навеса, необходимые для получения тени высотой 1 *м*, падающей на окно или на стену в течение теплого периода года.

Таблица 3.12

Длина горизонтальной проекции навеса для получения тени высотой 1 *м*, падающей на окно или стену в течение теплого периода года

Северная широта в *град*	Часы суток	Длина горизонтальной проекции навеса в *м*						Часы суток
		Страны света для 6—12 *ч*						
		С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	
20	6	1,73	Б	Б	Б	—	—	18
	7	—	Б	Б	Б	—	—	17
	8	—	1,08	1,65	1,58	0,16	—	16
	9	—	0,53	1	1,07	0,23	—	15
	10	—	0,23	0,58	0,75	0,27	—	14
	11	—	—	0,28	0,38	0,27	—	13
	12	—	—	—	0,22	0,23	0,22	12
32	6	1,73	Б	Б	Б	—	—	18
	7	—	Б	Б	Б	—	—	17
	8	—	1,08	1,65	1,58	0,16	—	16
	9	—	0,53	1	1,07	0,23	—	15
	10	—	0,23	0,58	0,75	0,27	—	14
	11	—	—	0,28	0,38	0,27	—	13
	12	—	—	—	0,22	0,23	0,22	12
40	6	1,2	Б	Б	Б	—	—	18
	7	—	Б	Б	Б	0,18	—	17
	8	—	0,97	1,89	1,61	0,43	—	16
	9	—	0,47	1,12	1,16	0,54	—	15
	10	—	0,13	0,65	0,91	0,58	—	14
	11	—	—	0,31	0,65	0,61	0,22	13
	12	—	—	—	0,43	0,63	0,43	12
48	6	0,73	Б	Б	Б	—	—	18
	7	—	Б	Б	Б	0,36	—	17
	8	—	0,93	1,96	1,87	0,65	—	16
	9	—	0,33	1,2	1,37	0,75	—	15
	10	—	—	0,73	1,08	0,84	—	14
	11	—	—	0,32	0,84	0,84	0,32	13
	12	—	—	—	0,6	0,84	0,6	12

Северная широта в *град*	Часы суток	С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	Часы суток
		Страны света для 13—18 *ч*						

Примечания: 1. Часы суток указаны по солнечному времени.
2. Буква Б обозначает необходимость устройства навеса с горизонтальной проекцией более 2 *м*

Обеспечение полного затенения в течение всех солнечных часов дня не обязательно. Достаточно ограничиться часами, соответствующими наибольшему поступлению тепла.

Для участков остекления, затененных навесами, расчет поступлений тепла следует производить по формуле (3.12), принимая величину $q_т = 0{,}2\ q_с$ *ккал/м²·ч* для часов, в которые данный фасад освещен солнцем.

Пример 3.3. Определить количество тепла, поступающее через одинарное сплошное витринное окно площадью 10 $м^2$ с толщиной стекла 10 *мм* в юго-западной стене здания, которое расположено в промышленном районе для 40° с. ш. Искусственное затенение отсутствует. Максимальные избытки тепла в помещении приходятся на 14 *ч*. Расчетная температура наружного воздуха 36,6°С, температура воздуха в помещении 20°С.

Решение. По табл. 3.5 определяем количество тепла $q_с$ в *ккал/м²·ч*: в 14 *ч*—380, в 13 *ч* — 290, среднее теплопоступление за 2 *ч* — 335.

По табл. 3.6 находим $k_с$ =0,75, по табл. 3.7 $k_{1.с}$ =0,91, по табл. 3.11 k_2=2,9 *ккал/м²·ч·град*.

2. По формуле (3.11) определяем

$$Q_с = [0{,}75 \cdot 0{,}91 \cdot 335 + 2{,}9\ (36{,}6 - 20)]\ 10 = 2767\ ккал/ч.$$

Пример 3.4. Определить количество тепла, поступающее через восточную стену из стеклоблоков типа I (см. табл. 3.10) толщиной 100 *мм* и площадью 10 $м^2$, для 18° с. ш. при чистой атмосфере. Максимальные избытки тепла в помещении приходятся на 8 *ч* утра. Расчетная температура наружного воздуха 35°С, температура воздуха в помещении 26,6°С.

Решение. 1. По табл. 3.5 находим

$$q_с = \frac{521 + 543}{2} = 532\ ккал/м^2.$$

По табл. 3.6 находим $k_с$ =1, по табл. 3.10 $k_{1\,с}$ =0,65, по табл. 3.11 k_2= =1,52 *ккал/м²·ч·град*.

2. По формуле (3.11) определяем

$$Q_с = [1 \cdot 0{,}65 \cdot 532 + 1{,}52\ (35 - 26{,}6)]\ 10 = 3590\ ккал/ч.$$

4. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА ЗА СЧЕТ ИНФИЛЬТРАЦИИ В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА

В кондиционируемых помещениях, как правило, следует поддерживать избыточное давление по отношению к наружному воздуху и смежным помещениям с тем, чтобы не допускать инфильтрации наружного необработанного воздуха. Указания о количестве воздуха L_5, который нужно вводить для создания в помещении избыточного давления, приведено в главе 4. Если эти условия соблюдены, то дополнительной тепловой нагрузки от инфильтрации учитывать не следует.

Если по экономическим или эксплуатационным (наличие вредностей) соображениям количество воздуха, которое запроектировано вводить в помещения, меньше необходимого для воспрепятствования инфильтрации, то поступление тепла за счет инфильтрации в теплый период года учитывается по формуле

$$Q_и = \left[0{,}8\ \frac{l\,h\,v_в}{\sqrt{S_{ок}}} + L_д\,\gamma\right]\ (I_н - I_п)\ ккал/ч, \qquad (3.13)$$

в том числе количество явного тепла равно:

$$Q_{и.я} = \left[0{,}192\ \frac{l\,h\,v_в}{\sqrt{S_{ок}}} + 0{,}24\,L_д\,\gamma\right]\ (t_н - t_п)\ ккал/ч, \qquad (3.14)$$

где l и h — длина и высота окна в *м*;

$v_в$ — расчетная скорость ветра для теплого периода года, принимаемая по СНиП II-А.6-62 «Строительная климатология и геофизика. Основные положения проектирования»;

$S_{ок}$ — коэффициент сопротивления воздухопроницанию площади окна, равной 1 $м^2$ (табл. 3.13);

$I_н$ и $t_н$ — теплосодержание в *ккал/кг* и температура наружного воздуха в *град* по СНиП II-Г.7-62;

$I_п$ и $t_п$ — теплосодержание в *ккал/кг* и температура воздуха в помещении в *град*;

$L_д\,\gamma$ — количество воздуха, поступающего в здание при открывании дверей, в *кг/ч* (см. стр. 87—88).

Таблица 313

Коэффициенты сопротивления воздухопроницанию окон $S_{ок}$

Тип окон и прокладок	Коэффициент $S_{ок}$
Одинарное окно с уплотнением:	
полушерстяным шнуром	$1{,}05 \cdot 10^{-2}$
губчатой резиной	$1{,}69 \cdot 10^{-2}$
пенополиуретаном	$2{,}04 \cdot 10^{-2}$
Двойное окно с уплотнением обоих притворов:	
полушерстяным шнуром	$2{,}22 \cdot 10^{-2}$
губчатой резиной	$3{,}36 \cdot 10^{-2}$
пенополиуретаном	$4{,}75 \cdot 10^{-2}$

5. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ ОТ ЛЮДЕЙ

Поступление тепла и влаги от людей зависит от состояния, в котором они находятся, физической нагрузки и температуры воздуха в помещении. Средние данные о поступлениях тепла и влаги от взрослых мужчин приведены в табл. 3.14. Взрослые женщины выделяют 85%, а дети в среднем 75% от количеств тепла и влаги, поступающих от среднего взрослого мужчины.

Таблица 314

Количество тепла и влаги, выделяемые взрослыми мужчинами в зависимости от температуры воздуха в помещении и физической нагрузки

Физическая нагрузка людей	Температура воздуха в помещении в °С					
	10	15	20	25	30	35
1. В покое						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	120	100	75	50	35	10
скрытое	20	25	25	30	45	70
полное	140	125	100	80	80	80
Влага в *г/ч*	30	40	40	50	75	115
2. При легкой работе						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	130	105	85	55	35	5
скрытое	25	30	45	70	90	120
полное	155	135	130	125	125	125
Влага в *г/ч*	40	55	75	115	150	200
3. При работе средней тяжести						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	140	115	90	60	35	5
скрытое	45	65	85	110	135	165
полное	185	180	175	170	170	170
Влага в *г/ч*	70	110	140	185	230	280
4. При тяжелой работе						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	170	140	110	80	45	10
скрытое	80	110	140	170	205	240
полное	250	250	250	250	250	250
Влага в *г/ч*	135	185	240	295	355	415

В столовых выделение тепла от пищи составляет в среднем 7,5 *ккал/ч* явного и 7,5 *ккал/ч* скрытого тепла на одного человека.

6. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА ОТ ИСКУССТВЕННОГО ОСВЕЩЕНИЯ

Поступление тепла от искусственного освещения в значительной степени зависит от эффективности освещения, которая определяется светоотдачей ламп, выраженной в люменах на 1 *вт* потребляемой мощности (*лм/вт*). Обычные лампы накаливания мощностью 100 *вт* отдают 3 *лм/вт*, а мощностью 1500 *вт* — до 22 *лм/вт*. Эффективность обычных люминесцентных ламп с холодным катодом составляет 31—46 *лм/вт*, а с горячим катодом — 37—55 *лм/вт*.

Светоотдача открытых люминесцентных ламп в отличие от ламп накаливания зависит от температуры и скорости движения окружающего воздуха (рис. 3.2). Эти же факторы влияют на продолжительность службы ламп и их дросселей. Дроссели люминесцентных ламп потребляют в среднем около 20% энергии, поэтому их рационально выносить из кондиционируемых помещений.

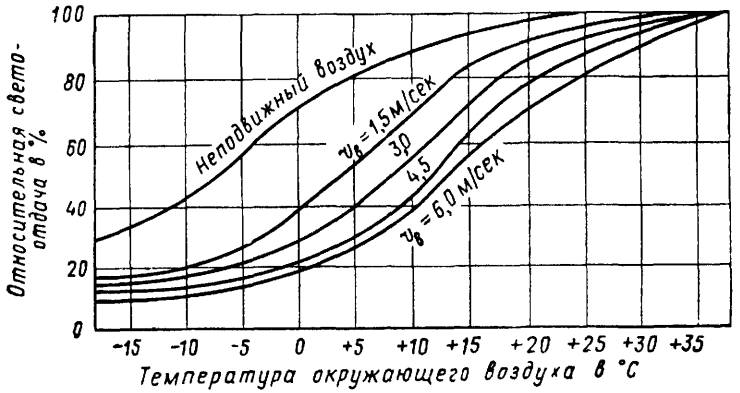


Рис. 3.2. Влияние температуры и скорости движения воздуха $v_в$ на светоотдачу открытых люминесцентных ламп, расположенных в потоке воздуха

Количество тепла, выделяющегося в кондиционируемое помещение, следует определять по фактической или проектной мощности освещения, а при отсутствии этих данных — путем умножения норм уровня освещенности помещений, приведенных в санитарных нормах СН 245—65 и СНиП, на удельные выделения тепла, приведенные в табл. 3.15 с введением поправочного коэффициента 2,75, если освещение производится лампами накаливания.

Таблица 3.15

Удельные выделения тепла от люминесцентных ламп

Тип светильника	Распределение светового потока в %		Средние удельные выделения *ккал/ч·м²* на 1 *лк* для помещений площадью в *м²*					
			>200		от 50 до 200		<50	
	вверх	вниз	при высоте помещения в *м*					
			>4,2	<4,2	>3,6	<3,6	>3,6	<3,6
Прямого света	0—10	90—100	0,058	0,048	0,063	0,05	0,088	0,066
Преимущественно прямого света	10—40	60—90	0,071	0,061	0,075	0,063	0,105	0,078
Диффузного рассеянного света	40—60	40—60	0,081	0,066	0,088	0,068	0,143	0,1
Преимущественно отраженного света	60—90	10—40	0,121	0,093	0,131	0,098	0,2	0,143
Отраженного света	90—100	0—10	0,125	0,093	0,133	0,1	0,227	0,156

Средние удельные количества тепла, выделяемого различными люминесцентными лампами (см. табл. 3.15), даны для помещений, имеющих потолки и стены с отражательной способностью соответственно 75 и 50%. При снижении отражательной способности потолков с 75 до 50% и стен с 50 до 10%, что может наблюдаться в загрязненных помещениях, удельные расходы тепла для светильников прямого света увеличиваются приблизительно на 15%, а для светильников рассеянного света—на 45%

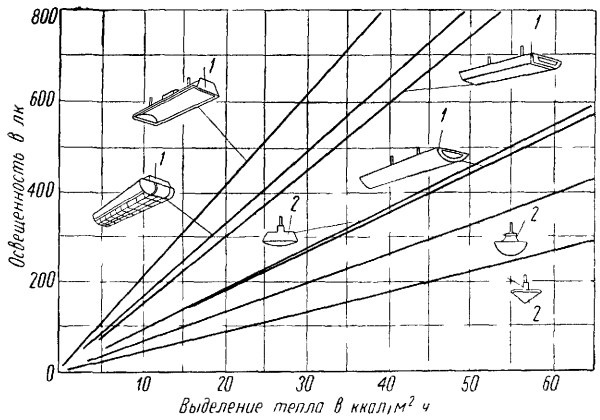


Рис. 3.3. График для ориентировочных расчетов количеств тепла, поступающего от электрического освещения

1 — люминесцентные светильники, *2* — светильники с лампами накаливания

Для ориентировочных расчетов количества тепла, поступающего от электрического освещения, можно пользоваться также рис. 3.3.

Следует считать, что 100% энергии, затрачиваемой на освещение, переходит в тепло, являющееся нагрузкой для системы кондиционирования воздуха, несмотря на то, что часть лучистой энергии может уходить за пределы здания через остекление и конструкции здания, нагреваемые лучистым теплом. В тех случаях, когда осветительная арматура и лампы находятся вне пределов кондиционируемого помещения (на чердаке, за остекленной стеной и др.), количество тепла, вносимого в помещения, определяется суммой видимой и невидимой радиации, приведенной в табл 3.16.

Таблица 3.16

Обычное распределение энергии, выделяемой электрическими лампами

Вид энергии	Распределение энергии в %	
	люминесцентная лампа мощностью 40 *вт*	лампа накаливания мощностью 100—1000 *вт*
Видимая радиация (свет) .	16,5	12
Невидимая радиация	37,5	73,8
Всего излучается . .	54	85,8
Тепло, отдаваемое конвекцией и теплопроводностью	46	14,2
Итого	100	100

Тепло, выделяемое люминесцентными светильниками, которые устанавливаются в чистых помещениях (непыльных), выгодно удалять с помощью местных отсосов, проектируемых из расчета 70 $м^3$ воздуха в 1 *ч* на 1 *квт* установочной мощности светильников. При этом от них отводится около 40% выделяющегося тепла, а удаляемый воздух нагревается на 17°. Летом этот воздух следует выбрасывать наружу, а зимой — направлять на рециркуляцию

7. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА ОТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ И МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Механическое оборудование в большинстве случаев приводится в действие электродвигателями, при этом оборудование и двигатель могут находиться в одном или в разных помещениях, а расходуемая

энергия может полностью переходить в тепло (ткацкие станки, крутильные машины и др.) в данном помещении или частично расходоваться на нагревание обрабатываемого продукта или перекачиваемой жидкости (насосы) и удаляться с ними из помещения. Поэтому часто тепловыделения приходится определять отдельно для электродвигателей и приводимого ими в движение оборудования.

Тепловыделения от электродвигателей определяются по формуле

$$Q_1 = 860\,N_у\,K_{заг}\,K_{од}\,\frac{1-\eta_1}{\eta_1} = 860\,N_у\,K_{сп}\,(1-\eta_1)\ \textit{ккал/ч}, \quad (3.15)$$

где $N_у$ — установочная или номинальная мощность электродвигателя в *квт*;

$K_{заг}=N_{об}/N_у$ — коэффициент загрузки электродвигателя, представляющий отношение средней мощности $N_{об}$, передаваемой оборудованию в течение расчетного часа, к установочной или номинальной мощности двигателя $N_у$;

$K_{од}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей, являющийся отношением действительного времени (в долях часа) работы каждого электродвигателя, части или всех электродвигателей к расчетному часу (например, если электродвигатель мощностью 10 *квт* работает в течение расчетного часа 0,5 *ч*, а электродвигатель мощностью 20 *квт* — 0,25 *ч*, то общий коэффициент одновременности равен: $K_{од} = \frac{10\cdot 0{,}5 + 20\cdot 0{,}25}{10+20} = 0{,}33$);

$\eta_1=K_п\,\eta$ — коэффициент полезного действия электродвигателя при данной загрузке;

$K_{сп} = \frac{K_{заг}\,K_{од}}{\eta_1}$ — коэффициент спроса на электроэнергию;

$K_п$ — поправочный коэффициент, учитывающий полноту загрузки двигателя, при $K_{заг} \geqslant 0{,}8$ принимается $K_п=1$, при $K_{заг}<0{,}8$ величина $K_п$ определяется по каталожным данным, а при их отсутствии принимается в соответствии со следующими данными.

$K_{заг}$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$K_п$	0,99	0,98	0,97	0,95	0,91

η — коэффициент полезного действия электродвигателя при полной загрузке, определяемый по каталожным данным, а при их отсутствии принимается в соответствии со следующими данными.

$N_у$	<0,5	0,5—5	5—10	10—28	28—50	>50
η	0,75	0,84	0,85	0,88	0,9	0,92

Формула (3.15) учитывает поступление тепла в помещение от электродвигателей, которые не имеют принудительного охлаждения, отводящего тепло за пределы помещения, и пригодна для учета тепла, которое поступает от насосов и вентиляторов, приводимых электродвигателями, если механическая энергия, передаваемая воде или воздуху, отводится с ними из пределов помещения.

Тепловыделения от мотор-генераторов складываются из потерь энергии в электродвигателях и генераторах

$$Q_2 = 860\,N_у\,K_{заг}\,K_{од}\,\frac{1-\eta_1\,\eta_2}{\eta_1\,\eta_2} = 860\,N_у\,K_{сп}\,(1-\eta_1\,\eta_2)\ \textit{ккал/ч}, \quad (3.16)$$

где η_2 — к п д. генератора при данной загрузке

Тепловыделения от оборудования, приводимого в движение электродвигателями, определяются по формуле

$$Q_3 = 860\,N_у\,K_{заг}\,K_{од}\,K_т = 860\,N_у\,K_{сп}\,K_т\,\eta_1\ \textit{ккал/ч}, \quad (3.17)$$

где $K_т$ — коэффициент перехода тепла в помещение, учитывающий часть тепла, которая может быть унесена эмульсией, водой или воздухом, уходящим из помещения.

При отсутствии технологических данных рекомендуется считать величину $K_т$ равной: для ткацких станков, крутильных и перемоточных машин — 1; для металлорежущих станков по полному теплу — 1; для вентиляторов — 0,1; для насосов — 0.

При определении количества тепла, поступающего от металлорежущих станков, режущий инструмент которых охлаждается эмульсией, следует учитывать, что на испарение влаги из эмульсии расходуется $88N_у$ в *ккал/ч*, поступающих в помещение в виде скрытого тепла.

Общие тепловыделения от электродвигателей и оборудования, установленных в одном и том же помещении, определяются по формуле

$$Q_4 = 860\,N_у\,K_{заг}\,K_{од}\,(\eta_1^{-1} - 1 + K_т)\ \textit{ккал/ч}, \qquad (3.18)$$

где $K_{заг}\,K_{од} = K_{сп}\,\eta_1$.

8. ПРОЧИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ

Тепловыделения от нагретого производственного оборудования и материалов должны учитываться по соответствующим технологическим тепловым балансам. Оценка тепловыделений путем расчета теплопередачи через стенку в большинстве случаев преуменьшает действительные нагрузки, так как производится без учета прорыва газа, пара и других технологических факторов.

Следует обязательно учитывать передачу тепла через укрытия, зонты, воздуховоды, трубопроводы по формуле

$$Q_у = K_у F\,(t_{ср} - t_п)\ \textit{ккал/ч}, \qquad (3.19)$$

а также теплоотдачу от нагретых поверхностей

$$Q_н = \alpha_{от} F\,(t_{пов} - t_п)\ \textit{ккал/ч}. \qquad (3.20)$$

Здесь $K_у$ — коэффициент теплопередачи конструкции в *ккал/м²·ч·град*,

F — теплопередающая или теплоотдающая поверхность в *м²*,

$t_{ср}$, $t_п$ и $t_{пов}$ — температура соответственно среды, помещения и поверхности в *град*;

$\alpha_{от}$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности в *ккал/м²·ч·град*, равный

для поверхности нагретой воды

$$\alpha_{от} = 4{,}9 + 3{,}5\,v, \qquad (3.21)$$

для воздуховодов, укрытий и зонтов

$$\alpha_{от} = 10\sqrt{v}\ ; \qquad (3.22)$$

v — скорость движения воздуха в *м/сек*

Таблица 3.17

Количество тепла и влаги, выделяющееся при сжигании 1 *кг* горючих веществ

Горючее вещество	Выделение при полном сгорании 1 *кг* горючего вещества	
	тепла в *ккал/кг*	влаги в *кг/кг*
Ацетилен	11 400	0,7
Бензин	10 200	1,4
Водород	28 700	9
Водяной генераторный газ .	2 800	0,61
Светильный газ	4 200	1,31

Тепло- и влаговыделения от химических реакций следует принимать по технологическим данным. Тепло- и влаговыделения для наиболее часто встречающихся экзотермических реакций, связанных со сжиганием горючих веществ в помещении, определяются по данным табл. 3.17.

При адиабатическом испарении влаги с мокрых поверхностей происходит отнятие явного тепла от воздуха помещения в количестве $595 - 0{,}54\,t_п$ в *ккал* на 1 *кг* испарившейся влаги, а при адиа-

батическом поглощении влаги гигроскопическими материалами такое же количество явного тепла на 1 *кг* поглощенной влаги выделяется в помещение.

9. МЕРЫ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ПОСТУПЛЕНИЙ ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИЯ

В большинстве случаев избытки тепла в помещении в летнее время определяют производительность систем кондиционирования воздуха, а следовательно, затраты на их сооружение и эксплуатацию. Для уменьшения производственных тепловыделений следует применять изоляцию аппаратуры и коммуникаций, выделяющих тепло, удалять транзитные коммуникации за пределы кондиционируемых помещений, применять охлаждаемые водой и воздухом рубашки и экраны для оборудования, предусматривать замкнутое воздушное охлаждение электродвигателей и принимать другие меры, вытекающие из конкретных условий.

Для уменьшения поступлений тепла через внешние и внутренние ограждения последние следует тщательно изолировать и по возможности делать более массивными. Летом целесообразно применять охлаждение и переохлаждение помещений и чердаков над ними ночным холодным воздухом. Хороший эффект дает применение изоляции чердачных помещений с помощью алюминиевой фольги, отражающей тепловые лучи.

Таблица 3.18

Снижение температуры кровли при различных способах защиты

Способ защиты кровли от перегрева	Снижение температуры кровли в *град* по отношению к температуре	
	среднесуточной	во время облучения
Побелка	6	10—20
Устройство экранов . .	6—7	20—30
Слой воды толщиной 50—70 *мм*	10—15	15—20
Распыление воды с интенсивностью 30 *л/м²·ч* .	9	20—30
Прерывистое распыление воды с интенсивностью 15—3 *л/м²·ч*	9	20—30
Слой опилок толщиной 50 *мм*, смоченных водой с интенсивностью 10 *л/м²·сутки*	9	20—30

Существенное снижение поступлений тепла через кровлю дает защита ее водой, что следует из табл. 3.2 и табл. 3.18, составленной по данным, которые получены аспирантом Ню-Ши-Жу на экспериментальной установке в Крыму.

Глава 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОДНОКАНАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Во время движения воздуха по каналам происходят попутные утечки его через неплотности на участках, где давление воздуха выше атмосферного и подсосы на участках с давлением ниже атмосферного. Поэтому различают полезную и полную воздухопроизводитель-

ности систем кондиционирования воздуха (СКВ). Полезной называется воздухопроизводительность, используемая в кондиционируемых помещениях, полной — производительность вентилятора кондиционера, принятая с поправкой на утечки воздуха

Полная производительность определяется по формуле

$$L_{\text{п}} = k_{\text{пот}} L \ м^3/ч, \tag{4.1}$$

где $k_{\text{пот}}$ — коэффициент, учитывающий величину попутных потерь воздуха в каналах

На основании данных наладки и эксплуатации СКВ значение коэффициента $k_{\text{пот}}$ рекомендуется принимать: при установке кондиционера вне обслуживаемого помещения и при стальных, пластмассовых или асбоцементных воздуховодах длиной до 50 *м* — 1,1; при установке кондиционера вне обслуживаемого помещения и при воздуховодах длиной свыше 50 *м* — 1,15; при установке кондиционера внутри обслуживаемого помещения — 1.

Ввиду сравнительно высокой себестоимости кондиционированного воздуха для его транспортирования не должны применяться каналы, выполненные из воздухопроницаемых материалов (гипсолитовых, пенобетонных и шлакобетонных плит, внутристенные каналы в кирпичных стенах, подшивные потолки по сетке Рабитца и т п)

Полезная производительность СКВ обычно определяется исходя из условия ассимиляции избытков явного тепла по формуле

$$L = \frac{Q_{\text{я}}}{0{,}24\,\gamma\,\Delta t_{\text{р}}} \ м^3/ч, \tag{4.2}$$

где γ — удельный вес воздуха в *кг/м*^{3};

$\Delta t_{\text{р}}$ — рабочая разность температур воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне $t_{\text{п}}$ и подаваемого воздуха t_0 в *град*,

$$\Delta t_{\text{р}} = t_{\text{п}} - t_0 \ град. \tag{4.3}$$

Величина этой разности ограничивается заданными параметрами воздуха помещения (температурой и влажностью) и должна приниматься максимально большой, ибо от нее зависят размеры кондиционеров, каналов и электродвигателей вентиляторов и насосов, т. е. в конечном счете — величины единовременных и эксплуатационных затрат Вместе с тем величина $\Delta t_{\text{р}}$ должна удовлетворять санитарно-гигиеническим требованиям и поэтому ее необходимо рассчитывать, принимая во внимание способ распределения приточного воздуха, конструкцию воздухораспределительного устройства и расстояние от него до рабочей или обслуживаемой зон[1].

В помещениях с неравномерной тепловой нагрузкой по объему и большой высотой (зрительные залы, аудитории, радиостудии, некоторые производственные помещения) наряду с рабочей разностью температур $\Delta t_{\text{р}}$ необходимо производить расчет, принимая полную рабочую разность температур

$$\Delta t_{\text{п.р}} = t_{\text{п у}} - t_0 \ град, \tag{4.4}$$

где $t_{\text{п.у}}$ — температура воздуха в зоне помещения, из которой производится удаление воздуха, при этом $t_{\text{п у}}$ может быть меньше или больше температуры в обслуживаемой или рабочей зоне

Отношение

$$n = \frac{\Delta t_{\text{п р}}}{\Delta t_{\text{р}}}, \tag{4.5}$$

[1] См. главу 11

называемое коэффициентом неравномерности температур по высоте, определяется при расчетах распределения воздуха в зависимости от взаимного расположения приточных и вытяжных отверстий или по опытным данным. При отсутствии опытных данных для помещений высотой более 4 *м* при подаче воздуха в среднюю или нижнюю зону и удалении из верхней зоны можно принимать

$$n = 1 + 0{,}2\ \frac{H-2}{\Delta t_{\text{р}}}. \qquad (4.6)$$

Если температуры воздуха, удаляемого из обслуживаемой и верхней зон, различны и известен объем воздуха, удаляемого из обслуживаемой зоны $L_{\text{п}}$ в $м^3/ч$, то полезная производительность СКВ подсчитывается по уравнению

$$L = L_{\text{п}}\left[1 - \frac{1}{n}\right] + \frac{Q_{\text{я}}}{0{,}24\,\gamma\,\Delta t_{\text{р}}\,n}\ м^3/ч. \qquad (4.7)$$

Если температуры воздуха, удаляемого из обслуживаемой и верхней зон, различны и известен объем воздуха, удаляемого из верхней зоны $L_{\text{п.у}}$ в $м^3/ч$, то

$$L = L_{\text{п. у}}\,[1 - n] + \frac{Q_{\text{я}}}{0{,}24\,\gamma\,\Delta t_{\text{р}}}\ м^3/ч. \qquad (4.8)$$

На холодный период года полезная производительность СКВ может быть сокращена в соответствии с уменьшением избытков явного тепла и изменением рабочей разности температур. Сокращенная производительность СКВ не должна быть меньше необходимой для обеспечения равномерности температуры и влажности воздуха в обслуживаемых зонах, что проверяется соответствующим расчетом воздухораспределения.

Во всех случаях полезная воздухопроизводительность СКВ не должна быть меньше производительности: 1) необходимой для удаления выделяющихся в помещении вредных газов, паров или пыли; 2) необходимой для создания подпора в помещении и компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и системами пневматического транспорта.

Расход воздуха, который необходим для создания повышенного давления в помещении, препятствующего прониканию воздуха снаружи или из соседних помещений, равен сумме расходов воздуха через неплотности ограждений, дверей (табл. 4.1), окон и других проемов.

Таблица 4.1

Ориентировочное количество воздуха в $м^3/ч$, которое следует вводить в помещение на каждого человека, проходящего через дверь, для создания повышенного давления в помещении

Количество людей, проходящих через двери в 1 *ч*	Обычная дверь		Дверь с тамбуром		Вращающаяся дверь	
	одна	более одной	одиа	более одной	одна	более одной
До 100	3	4,75	2,5	3,5	0,8	1
От 100 до 700	3	4,75	2,5	3,5	0,7	0,9
» 700 » 1400	3	4,75	2,25	3,5	0,5	0,6
» 1400 » 2100	2,75	4	2,25	3,25	0,3	0,3

Ориентировочные количества воздуха в объемах помещения в 1 *ч*, необходимые для создания повышенного давления в помещении, следующие:

помещение без окон и наружных дверей	0,5—0,75[1]/ч
помещение с окнами:	
на одну сторону	1 »
» две стороны	1,5 »
» три и четыре стороны	2 »
вестибюль	2—3 »

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДВУХКАНАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Двухканальные системы по принципу своей работы напоминают теплообменник, снабженный спаренными фасадным и обводным клапанами. Для такого аппарата независимо от положения клапанов суммарный расход воздуха через теплообменник и клапаны всегда должен быть постоянным. Точно так же количество воздуха, которое подается в каждое помещение или группу помещений, обслуживаемых одним смесителем, в течение всего года должно быть постоянно, независимо от положения смесительного клапана.

Расчетное количество вводимого воздуха находится по одной из следующих формул, характеризующих:

количество холодного воздуха при расчетных условиях для теплого периода года, предполагая, что горячий воздух в помещение совершенно не поступает

$$L^{л}_{х\,t} = \frac{Q^{л}_{я\,t}}{0{,}24\,\gamma^{л}_{х}\,(t^{л}_{п} - t^{л}_{х})} \quad м^3/ч; \tag{4.9}$$

количество горячего воздуха при расчетных условиях для холодного периода года, предполагая, что холодный воздух в помещение совершенно не поступает

$$L^{з}_{г\,t} = \frac{Q^{з}_{я\,t}}{0{,}24\,\gamma^{з}_{г}\,(t^{з}_{г} - t^{з}_{п})} \quad м^3/ч; \tag{4.10}$$

количество наружного воздуха, необходимое по санитарным нормам, или для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами

$$L_{н\,t} = \frac{L_{вент}}{k_{н}} \quad м^3/ч. \tag{4.11}$$

Здесь $L^{л}_{х\,t}$ и $L^{з}_{г\,t}$ — максимальные количества холодного и горячего воздуха, требующиеся соответственно при расчетных условиях для теплого и холодного периодов года, в $м^3/ч$;

$L_{н\,t}$ — количество обработанного наружного воздуха, подаваемого в помещение, в $м^3/ч$,

$Q^{л}_{я\,t}$ и $Q^{з}_{я\,t}$ — максимальные тепловые нагрузки в помещениях для расчетных условий соответственно теплого и холодного периодов года в *ккал/ч*;

$L_{вент}$ — количество наружного воздуха, вводимого в помещение для вентиляционных целей, в $м^3/ч$,

$\bar{k}_{н} = \frac{L_{н}}{L_{общ}}$ — относительное количество наружного воздуха, принятое для системы в целом;

$L_{н}$ — количество наружного воздуха, подаваемого системой, в $м^3/ч$;

$L_{общ}$ — общее количество воздуха, перемещаемого вентилятором кондиционера, в $м^3/ч$,

$t_{х}^{л}$ и $t_{г}^{з}$ — температуры холодного и горячего воздуха при расчетных условиях соответственно для теплого и холодного периодов года в *град*,

$t_{п}^{л}$ и $t_{п}^{з}$ — температура воздуха в помещении при расчетных условиях соответственно для теплого и холодного периодов года в *град*

$\gamma_{х}^{л}$ и $\gamma_{г}^{з}$ — удельный вес холодного и горячего воздуха соответственно в теплый и холодный периоды в *кг/м*³.

Для подачи воздуха в помещения или группу помещений принимается большее из полученных по приведенным формулам количеств воздуха.

Общее полезное количество воздуха, подаваемого вентилятором кондиционера, определяется как арифметическая сумма больших количеств для помещений

$$L_{общ} = \sum_{i=1}^{i=n} L_i \ м^3/ч. \qquad (4.12)$$

Это общее количество воздуха в течение всего года должно быть неизменным и равным сумме количеств холодного и горячего воздуха, перемещаемых по соответствующим каналам

$$L_{общ} = L_{х} + L_{г} \ м^3/ч. \qquad (4.13)$$

Каждый из параллельных каналов двухканальной системы по отношению к другому каналу является как бы обводным. Поэтому количество холода, вносимого холодным воздухом при расчетных условиях для теплого периода года, должно быть всегда достаточно для того, чтобы ассимилировать теплоизыбтки в помещениях, а также тепло, поступающее с горячим воздухом по соответствующему каналу. Точно так же количество тепла, вносимого горячим воздухом при расчетных условиях для холодного периода года, должно быть всегда достаточно для того, чтобы покрыть дефицит в помещении, а также подогреть холодный воздух, поступающий по соответствующему каналу.

Математически эти положения выражаются следующими уравнениями тепловых балансов для расчетных условий периода года:

теплого

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_{я\,i}^{л} + 0{,}24\,\gamma_{г}^{л} L_{г\,i}(t_{г}^{л} - t_{п}^{л}) = 0{,}24\,\gamma_{х}^{л} L_{н\,i}\,(t_{п}^{л} - t_{х}^{л}) \ ккал/ч; \qquad (4.14)$$

холодного

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_{я\,i}^{з} + 0{,}24\,\gamma_{х}^{з} L_{х\,i}\,(t_{п}^{з} - t_{х}^{з}) = 0{,}24\,\gamma_{г}^{з} L_{н\,i}\,(t_{г}^{з} - t_{п}) \ ккал/ч. \qquad (4.15)$$

Здесь $t_{г}^{л}$ и $t_{х}^{з}$ — температуры соответственно горячего воздуха в теплый период года и холодного воздуха в холодный период года в *град*.

Температуры воздуха принимаются:

$t_{х}^{л}$ — по расчету ассимиляции теплоизбытков и влаги в самом неблагоприятном помещении (обычно 10—13°С),

$t_{х}^{з}$ — такая же, как в теплый период года или в целях экономии тепла несколько бо́льшая (13—17°С),

$t_{г}^{з}$ — по расчету на покрытие дефицита тепла в самом неблагоприятном помещении (но не выше 70°С),

$t_{г}^{л}$ — выше самой высокой температуры в обслуживаемых помещениях на 3°.

Количества воздуха, перемещаемого по каналам при расчетных условиях для теплого периода года, вычисляются путем совместного

решения уравнений (4.13) и (4.14). Полученное количество холодного воздуха является расчетным для канала холодного воздуха и воздухоохладителя.

Количества холодного и горячего воздуха, перемещаемые по соответствующим каналам при расчетных условиях для холодного периода года, определяются путем совместного решения уравнений (4.13) и (4.15). Полученное количество горячего воздуха является расчетным для воздухоподогревателя. Однако в большинстве практически встречающихся случаев это количество не может быть использовано для расчета канала горячего воздуха, так как нередко количество получается большим для летнего или переходного периодов, т. е. при малых отопительных нагрузках. Поэтому во избежание трудоемких расчетов в практике сечения каналов горячего воздуха принимаются в долях от сечений сходственных каналов холодного воздуха (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Соотношение сечений каналов горячего и холодного воздуха

$L_{гор}/L_{общ}$ (от—до)	Значения отношения $f_г/f_х$ для систем	
	не выполняющих отопительные функции	выполняющих отопительные функции
1—0,85	0,7	0,8
0,84—0,75	0,75	0,85
0,74 и менее	0,8	0,9

На общее полезное количество воздуха для двухканальных систем низкого давления вводятся те же поправочные коэффициенты на утечки, что и для одноканальных систем низкого давления. Для двух- и одноканальных систем среднего и высокого давлений эти коэффициенты не вводятся, так как каналы для них выполняются сварными из листовой стали или даже из труб.

3. РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Количество наружного воздуха, обрабатываемого в кондиционерах и вводимого системой кондиционирования воздуха (СКВ) в помещение, оказывает большое влияние на расходы тепла и дорогостоящего холода. Поэтому необходимо стремиться к всемерному уменьшению количества обрабатываемого наружного воздуха. Минимальное полезное количество наружного воздуха не должно быть менее: 1) требуемого по санитарным нормам подачи на одного человека (табл. 4.3 и 4.4, рис. 4.1); 2) необходимого для компенсации удаляемого воздуха (местными отсосами, системами пневматического транспорта и вытяжной вентиляции), а также для поддержания в помещениях избыточного давления (подпора).

Количество наружного воздуха в теплый и холодный периоды для всех СКВ должно проверяться исходя из неплотности клапанов наружного воздуха по формуле

$$L_н = L_п \frac{n_к}{100} \ м^3/ч, \qquad (4.16)$$

где $n_к$ — удельная конструктивная неплотность клапанов, принимаемая для клапанов обычного исполнения равной 10% от полного наибольшего количества воздуха, проходящего через клапан.

Для систем, работающих с переменным количеством наружного воздуха (рис. 4.2) при его теплосодержаниях $I_н$ более высоких, чем теплосодержание воздуха в помещении I_1 (например, при $I_н = I'_н > I_1$), экономически целесообразно принимать количество наружного воздуха равным большему из количеств, вычисленных исходя из удовлетворения требований санитарных норм, компенсации вытяжки или обеспечения необходимого подпора;

Таблица 43

Количество наружного воздуха, вводимого на одного человека в помещения промышленных и общественных зданий

Здания	Количество наружного воздуха в $м^3/ч$ на одного человека
Общественные:	
при отсутствии курения	25
при незначительном курении	35
при значительном курении	50
при сильном курении	75
на одного ребенка в в помещениях, занятых детьми до 12 лет	15
Промышленные:	
при объеме помещения на одного работающего менее 20 $м^3$	Не менее 30
то же, от 20 до 40 $м^3$	» » 20
Промышленные, без окон и фонарей	» » 40
Общественные и промышленные, для борьбы с неприятными запахами (см. рис. 4.1)	До 70

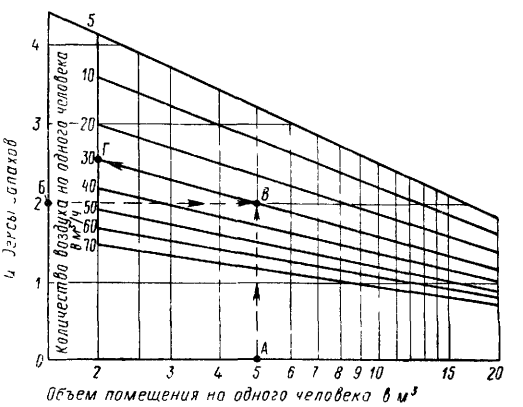


Рис. 4.1. Количество наружного воздуха, необходимого для уменьшения интенсивности запахов, связанных с пребыванием в помещении людей

1 — ощутимый запах; *2* — умеренный запах; *3* — сильный запах, *4* — очень сильный запах

Пример. Объем помещения составляет 5 $м^3$ на человека (точка *А*). В помещении допустим умеренный запах (индекс 2). Определить необходимый расход наружного воздуха.

Решение. Проводим прямые *А—В* и *Б—В*, из точки *В* проводим прямую *В—Г* и в точке *Г* находим необходимый расход наружного воздуха, равный 30 $м^3/ч$ на одного человека.

Таблица 44

Количество наружного воздуха, рекомендуемое для некоторых помещений

Помещения	Количество наружного воздуха в $м^3/ч$, подаваемое	
	на 1 $м^2$ площади пола	на 1 $м^3$ внутреннего объема
Общие больничные палаты	6	—
Хирургические операционные	36	12
Гостиничные номера . . .	6	—
Кухни в ресторанах . . .	72	—
Химические лаборатории	36	—
Механические »	—	4
Конторы	—	2

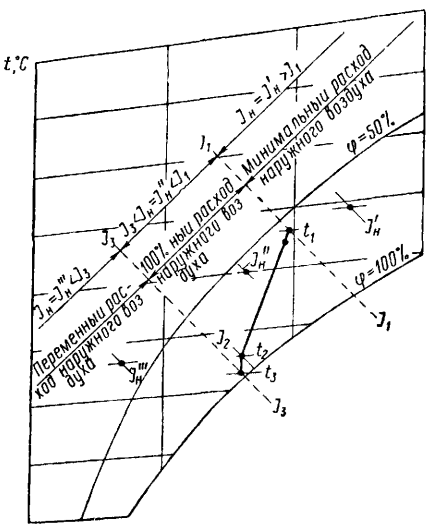


Рис. 4.2. Оптимальные режимы расходования наружного воздуха

при теплосодержаниях наружного воздуха в пределах $I_з < I_н < I_1$ (где $I_з$ — теплосодержание воздуха, приготовленного в камере орошения) следует подавать 100% наружного воздуха (например, при $I'_н = I_н$);

при теплосодержаниях $I'''_н$, меньших, чем теплосодержание воздуха после камеры орошения, количество наружного воздуха $L_н$ переменно и определяется из условия получения смеси с рециркулируемым возду-

хом, которая имеет теплосодержание, равное теплосодержанию воздуха после камеры орошения I_3 и определяемое по формуле

$$L_н = L_{ор} \frac{I_1 - I_3}{I_1 - I_н'''} \ м^3/ч, \qquad (4.17)$$

где $L_{ор}$ — количество воздуха, проходящее через камеру орошения, в $м^3/ч$.

Пример 4.1. Задано I_1=9,3 *ккал/кг*, I_3=6,7 *ккал/кг* и $I_н'''$ =—7 *ккал/кг*. Тогда

$$L_н = L_{ор} \frac{9,3 - 6,7}{9,3 - (-7)} \approx 0,16 \ L_{ор} \ м^3/ч.$$

Работа СКВ в этот период с переменным количеством наружного воздуха в смеси позволяет продолжительное время не прибегать к первому подогреву, т. е. производить экономию на эксплуатационных расходах.

Однако необходимо иметь в виду, что при некотором значении теплосодержания наружного воздуха

$$I_н''' = I_1 - \frac{L_{ор}}{L_н} (I_1 - I_3) \ ккал/кг, \qquad (4.18)$$

объем наружного воздуха, найденный по формуле (4.17), меньше объема, требуемого по санитарным нормам или для компенсации вытяжки и создания необходимого подогрева. Это недопустимо и, следовательно, необходимо устройство первого подогрева воздуха для обеспечения подачи большего из минимальных расходов.

Для СКВ, работающих с переменным количеством наружного воздуха, и при применении калориферов для первого подогрева последние целесообразно устанавливать после камеры смешивания наружного и рециркуляционного воздуха для того, чтобы не нарушать аэродинамической устойчивости системы. Это ограничивает расход наружного воздуха, так как при теплосодержании смеси $I_{см}$<2,5 *ккал/кг* возможно замерзание выпадающей из воздуха влаги. Для предупреждения этого явления не следует вводить в смесь наружный воздух в количестве, превышающем

$$L_н = L_{ор} \frac{I_1 - 2,5}{I_1 - I_н} \ м^3/ч. \qquad (4.19)$$

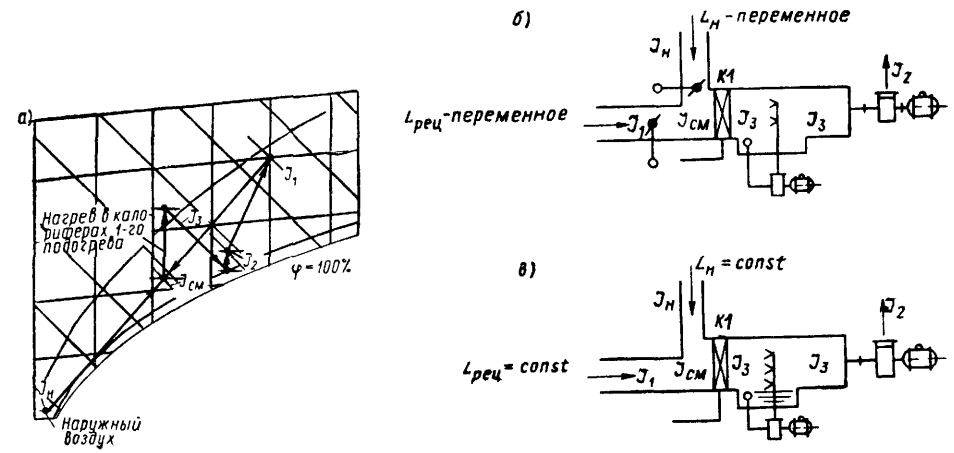


Рис. 4.3. Обработка воздуха в системе, работающей с переменными расходами наружного и рециркуляционного воздуха (схемы *а* и *б*), и с постоянными расходами в системе, работающей без второй рециркуляции (схемы *а* и *в*), при условии, когда количество наружного воздуха меньше вычисленного по формуле (4.19)

$L_н$ — наружный воздух; $L_{рец}$ — рециркуляционный воздух; *К1* — калорифер первого подогрева

Схемы приготовления и подогрева воздуха по этому способу приведены на рис. 4.3, *а* и *б*. Здесь наружный воздух смешивается с рециркуляционным, а смесь воздуха при теплосодержании $I_{см}$ подогревается в калориферах первого подогрева до теплосодержания I_3, с которым поступает в вентилятор и воздуховоды, где в свою очередь подогревается до I_2 и входит в помещение.

Если для компенсации местной вытяжки и создания повышенного давления в помещении количество наружного воздуха должно быть больше найденного по формуле (4.19), то необходимо принимать меры для оттаивания льда (например, предусматривать обогрев пола и стен смесительной камеры).

Для СКВ, работающих с постоянным количеством наружного воздуха, его следует определять по технико-экономическим расчетам, учитывая продолжительность периодов, требующих охлаждения и нагрева воздуха, средние теплосодержания наружного воздуха в эти периоды и отпускные стоимости холода и тепла. Если отношение стоимости холода к стоимости тепла близко к 9 (среднее обычное соотношение), го для систем кондиционирования комфортного назначения экономически оправдан расход наружного воздуха, равный:

для средней полосы СССР (на основании расчетов для Москвы)

$$L_н = 0{,}3 \div 0{,}4\, L_{ор} \ м^3/ч; \qquad (4.20)$$

для южных районов СССР (на основании расчетов для г. Сочи)

$$L_н = 0{,}2 \div 0{,}3\, L_{ор} \ м^3/ч. \qquad (4.21)$$

Для работающих с постоянным количеством наружного воздуха СКВ и при наличии первой и второй рециркуляций калориферы первого подогрева следует устанавливать в потоке наружного воздуха для того, чтобы не нарушать аэродинамической устойчивости системы и сократить размеры калориферов первого подогрева.

Во избежание намерзания льда на входных сепараторах камеры орошения воздух, пропускаемый через калориферы, должен нагреваться до теплосодержания $I_к \geqslant 2{,}5$ *ккал/кг*, т. е. расход наружного воздуха должен быть

$$L_н \geqslant L_{ор} \frac{I_1 - I_3}{I_1 - 2{,}5} \ м^3/ч. \qquad (4.22)$$

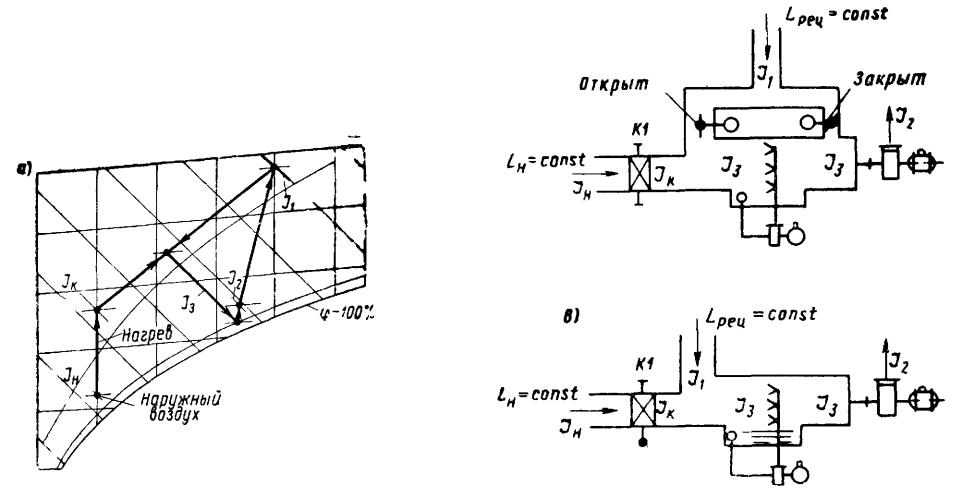


Рис. 4.4. Обработка воздуха в системе, работающей с постоянным расходом наружного воздуха при применении второй рециркуляции (схемы *а* и *б*), и в системе, работающей без применения второй рециркуляции (схемы *а* и *в*), при условии, когда количество наружного воздуха больше или равно вычисленному по формуле (4.19)

Условные обозначения см. в экспликации к рис. 4.3

При этом нагрев и приготовление воздуха ведутся, как показано на рис. 4.4. Наружный воздух нагревается от теплосодержания $I_н$ до теплосодержания $I_к$ и смешивается в заданных соотношениях с рециркуляционным, имеющим теплосодержание I_1. Смесь воздуха приобретает теплосодержание I_3, увлажняется и поступает в вентилятор и воздуховоды, где нагревается до теплосодержания I_2 и далее выходит в помещение.

При работе кондиционеров на смеси с постоянным количеством наружного и рециркуляционного воздуха и при отсутствии второй рециркуляции следует производить нагрев воды после смешивания наружного и рециркуляционного воздуха в тех случаях, когда количество наружного воздуха меньше вычисленного по формуле (4.22). Нагрев наружного воздуха до смешивания с рециркуляционным следует производить в тех случаях, когда его количество равно или больше вычисленного по этой же формуле.

Борьба с выпадением конденсата при смешивании наружного и рециркуляционного воздуха в ряде случаев может осуществляться и путем подогрева рециркуляционного воздуха в калорифере, установленном до камеры смешивания. При этом одновременно калорифер хорошо защищен от замерзания.

Полное количество наружного воздуха вычисляется по формуле

$$L_{н.\,п} = k_{пот} L_н \ м^3/ч, \qquad (4.23)$$

где $k_{пот}$ — коэффициент, принимаемый как и для формулы (4.1).

Глава 5

ТЕПЛОВЛАЖНОСТНАЯ ОБРАБОТКА ВОЗДУХА ВОДОЙ

1. РАСЧЕТ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР

В проектной практике применяются несколько методов теплотехнических расчетов форсуночных камер. В частности, широко известен и вошел в ряд справочников и учебных пособий способ, разработанный в 1948 г. Б. В. Баркаловым.

В 1953—1960 гг. в НИИ санитарной техники были проведены обширные экспериментальные лабораторные и промышленные исследования большого числа форсуночных камер, получены более точные данные о тепло- и влагообмене в камерах и разработаны новые методы их расчета. Один из этих методов, предложенный Е. Е. Карписом, излагается в настоящем разделе.

Отсутствие надежных способов вычисления или экспериментального определения фактической поверхности контакта между воздухом и каплями воды привело к необходимости оценки и расчета форсуночных камер с помощью так называемых коэффициентов эффективности теплообмена, которые характеризуют отношение реального теплообмена к максимально возможному теплообмену в идеальной камере.

Для расчетов применяют коэффициенты эффективности полного теплообмена:

политропических процессов

$$E = 1 - \frac{t_{м_2} - t_{в.\,к}}{t_{м_1} - t_{в.\,н}}, \qquad (5.1)$$

Таблица 51

Коэффициенты эффективности теплообмена в однорядных и двухрядных камерах, оборудованных центробежными тангенциальными форсунками ($n = 13$ *шт/м²·ряд*; $1{,}5 \leqslant v\gamma \leqslant 3$ *кг/м² сек*)

Число рядов форсунок	Диаметр выпускного отверстия d_0 в *мм*	Направление распыления воды	Уравнения для определения коэффициентов эффективности теплообмена при осуществлении процессов						
			одновременного охлаждения и осушения воздуха	одновременного охлаждения и увлажнения воздуха с понижением его энтальпии	изоэнтальпического увлажнения	изотермического увлажнения	одновременного охлаждения и увлажнения с повышением энтальпии	одновременного подогрева и увлажнения воздуха	одновременного охлаждения и осушения воздуха в двухступенчатой камере
1	5	По потоку воздуха	$E = 0{,}635 \times (v\gamma)^{0{,}245} B^{0{,}42}$; $E' = 0{,}662 \times (v\gamma)^{0{,}23} B^{0{,}67}$	—	$E_A = E' = 0{,}8 (v\gamma)^{0{,}25} \times B^{0{,}4}$	$E = 0{,}87 B^{0{,}05}$; $E' = 0{,}89 \times (v\gamma)^{0{,}06} B^{0{,}29}$	$E = 0{,}855 B^{0{,}061}$; $E' = 0{,}8 \times (v\gamma)^{0{,}13} B^{0{,}42}$	$E = 0{,}86 B^{0{,}09}$; $E' = 1{,}05 B^{0{,}25}$	—
1	5	Против потока воздуха	$E = 0{,}73 B^{0{,}35}$; $E' = 0{,}88 B^{0{,}38}$ (при $v\gamma = 1{,}6$ *кг/м²·сек*; $0{,}9 \leqslant B \leqslant 1{,}2$)	—	$E_A = E' = 0{,}8 (v\gamma)^{0{,}25} \times B^{0{,}4}$	—	—	—	—
1	3,5	То же	—	—	$E_A = E' = 1{,}05 (v\gamma)^{0{,}1} \times B^{0{,}4}$ (при $0{,}2 \leqslant B \leqslant 0{,}6$)	—	—	$E = 0{,}923 B^{0{,}06}$; $E' = 1{,}24 B^{0{,}27}$ (при $v\gamma = 3$ *кг/м²·сек*; $0{,}25 \leqslant B \leqslant 0{,}5$)	—
1	3,5	По потоку воздуха	—	—	—	—	—	$E = 0{,}857 \times (v\gamma)^{0{,}06} B^{0{,}07}$; $E' = 1{,}01 \times (v\gamma)^{0{,}06} B^{0{,}15}$ (при $0{,}25 \leqslant B \leqslant 0{,}4$)	—

Продолжение табл. 5.

Число рядов форсунок	Диаметр выпускного отверстия d_0 в *мм*	Направление распыления воды	Уравнения для определения коэффициентов эффективности теплообмена при осуществлении процессов: одновременного охлаждения и осушения воздуха	одновременного охлаждения и увлажнения воздуха с понижением его энтальпии	изоэнтальпического увлажнения	изотермического увлажнения	одновременного охлаждения и увлажнения с повышением энтальпии	одновременного подогрева и увлажнения воздуха	одновременного охлаждения и осушения воздуха в двухступенчатой камере
2	5	Первый ряд по потоку, второй — против потока воздуха	$E = 0{,}745 \times (v\gamma)^{0{,}07} B^{0{,}265}$; $E' = 0{,}755 \times (v\gamma)^{0{,}12} B^{0{,}27}$	$E = 0{,}76 \times (v\gamma)^{0{,}124} B^{0{,}234}$; $E' = 0{,}835 \times (v\gamma)^{0{,}04} B^{0{,}23}$	$E_A = E' = 0{,}75 (v\gamma)^{0{,}15} \times B^{0{,}29}$	$E = 0{,}81 \times (v\gamma)^{0{,}1} B^{0{,}135}$; $E' = 0{,}88 \times (v\gamma)^{0{,}03} B^{0{,}15}$	$E = 0{,}82 \times (v\gamma)^{0{,}09} B^{0{,}11}$; $E' = 0{,}84 \times (v\gamma)^{0{,}05} B^{0{,}21}$	—	$E = 0{,}945 \times (v\gamma)^{0{,}1} B^{0{,}36}$; $E' = (v\gamma)^{0{,}12} B^{0{,}09}$
2	5	Против потока воздуха	$E = 0{,}56 \times (v\gamma)^{0{,}29} B^{0{,}46}$; $E' = 0{,}73 \times (v\gamma)^{0{,}15} B^{0{,}25}$ (при $0{,}8 \leqslant B \leqslant 2{,}1$)	$E = 0{,}54 \times (v\gamma)^{0{,}35} B^{0{,}41}$; $E' = 0{,}62 \times (v\gamma)^{0{,}3} B^{0{,}44}$	—	—	—	—	—
2	3,5	То же	—	$E = 0{,}655 \times (v\gamma)^{0{,}33} B^{0{,}33}$; $E' = 0{,}783 \times (v\gamma)^{0{,}18} B^{0{,}38}$	—	—	—	—	—
2	3,5	Один ряд по потоку, а второй — против потока воздуха	—	—	$E_A = E' = 0{,}873 \times (v\gamma)^{0{,}1} B^{0{,}3}$ (при $0{,}5 \leqslant B < 1{,}5$)	—	—	$E = 0{,}931 B^{0{,}13}$; $E' = 0{,}89 \times (v\gamma)^{0{,}95} B^{0{,}125}$ (при $0{,}5 \leqslant B \leqslant 0{,}9$)	—
2 (двусторонние форсунки)	3 и 4	По потоку и против потока воздуха	$E = 0{,}72 \times (v\gamma)^{0{,}29} B^{0{,}425}$; $E' = 0{,}89 \times (v\gamma)^{0{,}07} B^{0{,}19}$ (при $0{,}5 < B \leqslant 1{,}5$)	$E = 0{,}72 \times (v\gamma)^{0{,}29} B^{0{,}42}$; $E' = 0{,}86 \times (v\gamma)^{0{,}13} B^{0{,}31}$ (при $0{,}5 \leqslant B \leqslant 1{,}5$)	—	—	—	—	—

Примечание. Давление воды перед форсунками изменялось в пределах от 1 до 2,5 *кГ/см²* Коэффициент орошения изменялся в однорядных камерах от 0,5 до 1,2, а в двухрядных камерах — от 0,8 до 2,3 (за исключением отдельно отмеченных случаев).

изоэнтальпических процессов

$$E_A = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_{м_1}} = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_1}}{t_{c_1} - t_{м_1}}. \qquad (5.2)$$

С помощью коэффициентов эффективности полного теплообмена E в общем случае можно определять только один параметр конечного состояния воздуха — его энтальпию I_2. Между тем часто необходимо вычисление второго параметра — конечной температуры воздуха по сухому термометру t_{c_2}. Для этого дополнительно пользуются коэффициентом эффективности теплообмена

$$E' = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_2}}{t_{c_1} - t_{м_1}}. \qquad (5.3)$$

Коэффициент E' пригоден для оценки всех процессов обработки воздуха, включая изоэнтальпический (в этом случае $t_{м_2} = t_{м_1}$ и $E' = 1 - \frac{t_{c_2} - t_{м_1}}{t_{c_1} - t_{м_1}} = E_A$).

Совместное использование коэффициента E' с коэффициентами, характеризующими полный теплообмен, и уравнением теплового баланса позволяет выполнять любые расчеты, включая отыскание неизвестных конечных или начальных параметров воздуха. Поэтому коэффициент эффективности E' может быть назван универсальным.

2. ФОРМУЛЫ ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА E, E_A И E'

Результаты опытов НИИ санитарной техники, представленные в виде зависимостей коэффициентов эффективности теплообмена от весовой скорости воздуха и коэффициентов орошения, приведены в табл. 5.1.

Из табл. 5.1 видно, что формулы для коэффициента E' двухрядных камер с форсунками диаметром $d_0 = 5$ *мм* практически не зависят от характера осуществляемых процессов. Вследствие этого для всех процессов в двухрядных камерах может быть принята единая формула

$$E' = 0{,}81\,(v\gamma)^{0{,}085}\,B^{0{,}235}, \qquad (5.3а)$$

где B — коэффициент орошения, равный:

$$B = \frac{W}{G}. \qquad (5.4)$$

Изменения коэффициентов эффективности теплообмена с увеличением плотности расположения форсунок приведены в табл. 5.2.

Данными табл. 5.2 следует пользоваться в качестве поправочных множителей к формулам табл. 5.1 при расчете камер с плотностью расположения форсунок более 13 *шт/м²·ряд*.

При расчете и подборе камер заданной производительности по воздуху выбирают число рядов форсунок z, плотность их расположения n в поперечном сечении, диаметр выпускного отверстия d_0 и давление воды перед форсунками P. Для определения условий

Таблица 52

Относительные величины коэффициентов эффективности теплообмена для камер с различной плотностью расположения форсунок (при B=const)

Тип камеры	Относительная величина коэффициентов E, E' и E_A при плотности форсунок в *шт/м²·ряд*			
	13	19,6	26	39
Однорядные . .	1	—	0,8	0,7
Двухрядные . .	1	0,92	0,9	—

осуществления политропических процессов обработки воздуха (с повышением или понижением его энтальпии) и изотермических процессов пользуются уравнениями (5.1) и (5.3), приведенными ниже уравнениями полного E и универсального E' коэффициентов эффективности теплообмена, полученными на основании экспериментов

$$E = A\,(v\gamma)^r\,B^l; \qquad (5.1а)$$

$$E' = A_1\,(v\gamma)^{r_1}\,B^{l_1}, \qquad (5.3б)$$

а также уравнением теплового баланса

$$I_1 - I_2 \approx 0{,}7\,(t_{м_1} - t_{м_2}) = B\,(t_{в.к} - t_{в.н})\ \ккал/кг. \qquad (5.5)$$

Для расчета процессов изоэнтальпического увлажнения воздуха применяют уравнение (5.2) и уравнения вида

$$E_A = A_2\,(v\gamma)^{r_2}\,B^{l_2}. \qquad (5.6)$$

3. КОЭФФИЦИЕНТЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ТИПОВЫХ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР

Для выпускаемых заводами типовых двух- и трехрядных камер (табл. 5.3) величины коэффициентов эффективности теплообмена, подсчитанные по уравнениям табл. 5.1, приведены в табл. 5.4.

Таблица 53

Конструктивные характеристики типовых форсуночных камер

Номинальная производительность по воздуху в тыс. *м³/ч*	Высота и ширина сечения для прохода воздуха в *мм*	Площадь поперечного сечения в *м²*	Номинальная весовая скорость воздуха в поперечном сечении в *кг/м² сек*	Общее число форсунок при плотности в *шт/м² ряд*	
				18	24
Камеры серии Кд, двухрядные длиной 1800 мм					
10	1300×776	1	3,34	36	48
20	1300×1536	2	3,34	72	96
40	1800×2046	3,7	3,6	128	176
60	2577×2577	6,64	3	240	320
80	2577×3077	7,9	3,36	288	384
120	3952×3077	12,1	3,3	432	624
160	3952×4077	16,1	3,3	576	768
200	4952×4077	20,2	3,3	768	1024
240	4952×4827	24	3,3	912	1216
Камеры серии Кд, трехрядные длиной 2425 мм					
10	1300×776	1	3,34	54	72
20	1300×1536	2	3,34	108	144
40	1800×2046	3,7	3,6	192	264
60	2577×2577	6,64	3	360	480
80	2577×3077	7,9	3,36	432	576
120	3952×3077	12,1	3,3	648	936
160	3952×4077	16,1	3,3	864	1152
200	4952×4077	20,2	3,3	1152	1536
240	4952×4827	24	3,3	1368	1824
*Камеры серии КТ, двухрядные длиной 2425 мм**					
30	2003×1665	3,34	3	108	144
40	2503×1665	4,17	3,2	144	192
60	2003×3405	6,81	2,94	234	312
80	2503×3405	8,52	3,14	312	416
120	4003×3405	13,65	2,94	468	624
160	5003×3405	17,05	3,14	624	832
200	4003×5155	20,8	3,2	720	960
250	5003×5155	25,8	3,24	960	1280

* В новой серии КТ отсутствуют камеры производительностью 10 и 20 тыс. *м³/ч*, а также трехрядные камеры. Форсуночные камеры серии КТ намечаются к выпуску в 1971 г.

Таблица 5.4

Значения коэффициентов эффективности теплообмена для типовых форсуночных камер при $v\gamma \geqslant 3$ кг/м²·сек и $n = 18 \div 24$ шт/м²·ряд

Число рядов форсунок	Процессы обработки воздуха	Коэффициенты эффективности теплообмена	Диаметр выпускного отверстия форсунки d_0 в мм	Значения E, E_A и E' при величине коэффициента орошения B																
				0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
1	Изоэнтальпическое увлажнение	$E_A = E'$	3,5	0,5	0,59	0,65	0,71	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
			До 5 вкл.	—	—	0,58	0,63	0,68	0,72	0,77	0,825	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
	Одновременное охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременное охлаждение и увлажнение с понижением энтальпии	E	До 5 вкл.	—	—	—	0,5	0,53	0,57	0,6	0,63	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
		E'	» 5 »	—	—	—	0,425	0,48	0,54	0,59	0,635	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68
	Одновременное охлаждение и увлажнение с повышением энтальпии, изотермическое увлажнение, одновременный подогрев и увлажнение	E	3,5	0,665	0,675	0,69	0,695	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715
		E'		0,68	0,72	0,75	0,78	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
		E	До 5 вкл.	—	—	—	0,65	0,66	0,67	0,675	0,68	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
		E'		—	—	—	0,55	0,6	0,64	0,67	0,705	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74

Продолжение табл. 5.4

Число рядов форсунок	Процессы обработки воздуха	Коэффициенты эффективности теплообмена	Диаметр выпускного отверстия форсунки d_0 в *мм*	Значения E, E_A и E' при величине коэффициента орошения B																
				0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8 и более
2 и 3	Изоэнтальпическое увлажнение	$E_A = E'$	3,5	—	—	—	0,71	0,76	0,8	0,82	0,86	0,89	0,91	0,935	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
			До 5 вкл	—	—	—	—	—	—	0,75	0,77	0,79	0,82	0,84	0,85	0,865	0,89	0,895	0,9	0,92
	Одновременное охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременное охлаждение и увлажнение с понижением энтальпии	E	3,5	—	—	—	—	—	—	0,785	0,815	0,845	0,875	0,9	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
		E'		—	—	—	—	—	—	0,79	0,825	0,86	0,89	0,92	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
		E	До 5 вкл	—	—	—	—	—	—	0,68	0,7	0,72	0,74	0,76	0,775	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84
		E'		—	—	—	—	—	—	0,73	0,755	0,775	0,795	0,815	0,835	0,85	0,865	0,88	0,895	0,9
	Одновременное охлаждение и увлажнение с повышением энтальпии, изотермическое увлажнение, одновременный подогрев и увлажнение	E	3,5	—	—	—	0,765	0,78	0,8	0,815	0,825	0,84	0,86	0,865	0,87	**0,87**	0,87	0,87	0,87	0,87
		E'		—	—	—	0,815	0,83	0,85	0,865	0,875	0,89	0,9	0,905	0,915	**0,915**	0,915	0,915	0,915	0,915
		E	До 5 вкл	—	—	—	—	—	—	0,8	0,82	**0,83**	0,84	0,85	0,85	0,85	**0,86**	0,87	0,875	0,88
		E'		—	—	—	—	—	—	0,785	0,79	0,81	0,82	0,83	0,845	0,86	**0,87**	**0,88**	0,89	0,89
	Охлаждение и осушение в двух двухрядных камерах, соединенных между собой по противоточной схеме	E	До 5 вкл	—	—	—	—	—	—	0,87	0,91	0,945	0,97	1,01	1,04	1,07	1,075	1,12	1,145	1,175
		E'		—	—	—	—	—	—	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

При весовой скорости воздуха $v\gamma < 3$ *кг/м²·сек* на величины коэффициентов эффективности необходимо вводить поправочные множители, указанные в табл. 5.5.

Таблица 55

Поправочные множители к данным табл. 5.4.

$v\gamma$, *кг/м²·сек*	2	2,2	2 4	2,6	2,8
Поправочный множитель к данным табл 5.4	0,925	0,93	0,94	0,95	0,955

4. ВИДЫ РАСЧЕТОВ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР

Обычно расчеты камер производят при сочетаниях известных и искомых величин, указанных в табл. 5.6.

Таблица 56

Виды расчетов форсуночных камер

Тип расчета	Известные величины	Искомые величины
I	Начальное состояние воздуха: t_{c_1}, $t_{м_1}$, I_1, d_1; конечное состояние воздуха: t_{c_2}, $t_{м_2}$, I_2, d_2; универсальный коэффициент эффективности теплообмена E'; конструктивные характеристики камеры: z, n, d_0; количество воздуха G	Коэффициент эффективности полного теплообмена E; начальная и конечная температуры воды $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$; коэффициент орошения B; количество воды W
II	Начальное состояние воздуха: t_{c_1}, $t_{м_1}$, I_1, d_1; количество воздуха и воды: G, W, $B = \frac{W}{G}$; начальная температура воды $t_{в.н}$; конструктивные характеристики камеры: z, n, d_0	Коэффициенты эффективности теплообмена E и E'; конечное состояние воздуха: t_{c_2}, $t_{м_2}$, I_2, d_2; конечная температура воды $t_{в.к}$

Расчеты I типа, как правило, встречаются при проектировании, расчеты II типа — при наладке и эксплуатации систем кондиционирования воздуха.

Число искомых величин обычно не превышает числа имеющихся уравнений. При изоэнтальпических процессах расчеты обоих типов производят с применением уравнений (5.2) и (5.6).

Необходимо иметь в виду, что для камер с форсунками с диаметром выпускного отверстия более 3,5 *мм* и менее 5 *мм* коэффициенты эффективности следует принимать соответствующими $d_0 = 5$ *мм* (это создает некоторый запас в расчетах). Однорядные камеры могут быть получены путем выключения одного ряда форсунок у двухрядных камер.

5. ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ ФОРСУНОК

Пропускная способность применяемых в камерах латунных форсунок описывается формулой

$$q = 38{,}5\,P^{0{,}48}\,d_0^{1{,}38} \quad кг/ч \tag{5 7}$$

Для облегчения расчетов величины пропускной способности форсунок с выпускными отверстиями диаметром от 3,5 до 5 *мм* приведены в табл 5 7

Таблица 57

Пропускная способность центробежных тангенциальных латунных форсунок ($d_{вх} = 7$ *мм* и $R = 7$ *мм*)

Диаметр выпускного отверстия в *мм*	Пропускная способность q в *кг/ч* при давлении воды перед форсунками P в *кГ/см²*															
	1	1,1	1,2	1,3	1 4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1	2 2	2,3	2,4	2,5
3,5	218	229	238	246	254	263	271	281	290	297	305	312	320	327	332	340
4	260	275	288	297	306	318	328	338	348	357	365	375	384	392	400	409
4,5	308	324	338	348	362	375	389	400	412	422	432	442	452	462	470	480
5	335	372	390	404	420	432	445	458	470	482	495	508	518	530	540	550
5,5	406	428	442	456	472	490	506	520	532	546	555	575	590	602	612	625

По данным промышленных испытаний камер номинальной производительностью 40 тыс $м^3/ч$ их сопротивление проходу воздуха (в $кГ/м^2$) описывается формулами, предложенными М Л Сосиным

для двухрядной камеры

$$H = 1{,}44\,(v\gamma)^{1{,}81}, \tag{5 8}$$

для трехряднои камеры

$$H = 3{,}44\,(v\gamma)^{1\,2} \tag{5.9}$$

Вместо этих формул можно принимать коэффициенты сопротивления для двухрядных камер $\Sigma\zeta=26$ и для трехрядных камер $\Sigma\zeta=35$

6. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ТИПОВЫХ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР

Пример 5.1 (расчет первого типа рис 5 1) Воздух в количестве $G=140\,000$ *кг/ч* с начальными параметрами $t_{с_1}=34°C$, $t_{м_1}=22°C$, $\varphi_1=35\%$, $I_1=15\,5$ *ккал/кг* $d_1=11{,}7$ *г/кг* требуется охладить и осушить до параметров $t_{с_2}=15°C$ $t_{м_2}=14°C$ $\varphi_2=90\%$, $I_2=9{,}5$ *ккал/кг* и $d_2=9{,}8$ *г/кг* Вода, подаваемая с холодильной станции имеет температуру $t_х=7°C$

Определить необходимую величину коэффициента орошения B начальную $t_{в\,н}$ и конечную $t_{в.к}$ температуры распыляемой воды, а также количество охлажденной и рециркуляционной воды

Решение 1 Определяем универсальный коэффициент эффективности теплообмена в камере по формуле (5 3)

$$E' = 1 - \frac{15-14}{34-22} = 0{,}92$$

Согласно табл 5 4 необходимая величина $E'=0{,}92$ может быть достигнута в двух- и трехрядной типовых камерах, снабженных форсунками с диаметром выпускного отверстия 3,5 *мм* при $B=1{,}2$ В этом случае $E=0{,}9$

2 Примем к установке трехрядную камеру с номинальной производительностью 120 000 $м^3/ч$, сечением 12,1 $м^2$ (см. табл. 5.3) и плотностью расположения форсунок около 18 $шт/м^2 \cdot ряд$*. Общее число форсунок в камере составляет 648 шт. Весовая скорость воздуха равна.

$$v\gamma = \frac{G}{F_к \cdot 3600} = \frac{140\,000}{12,1 \cdot 3600} = 3,23 \ кг/м^2 \cdot сек,$$

что удовлетворяет пределам действия табл 5 4

3 Находим выражение для вычисления конечной температуры воды из уравнения теплового баланса (5 5)

$$t_{в\,к} = t_{в.н} + \frac{I_1 - I_2}{B} = t_{в\,н} + \frac{15,5 - 9,5}{1,2} = t_{в\,н} + 5 \ град.$$

Подставляя это выражение и величину $E=0,9$ в уравнение (5 1) и решая его относительно $t_{в\,н}$, вычисляем значения начальной и конечной температур воды

$$t_{в\,н} = t_{м_1} - \frac{t_{м_2} - t_{в\,к}}{1 - E} = 22 - \frac{14 - t_{в.н} - 5}{1 - 0,9},$$

тогда

$$t_{в.н} = 7,6°\,С \text{ и } t_{в.к} = 12,6°\,С.$$

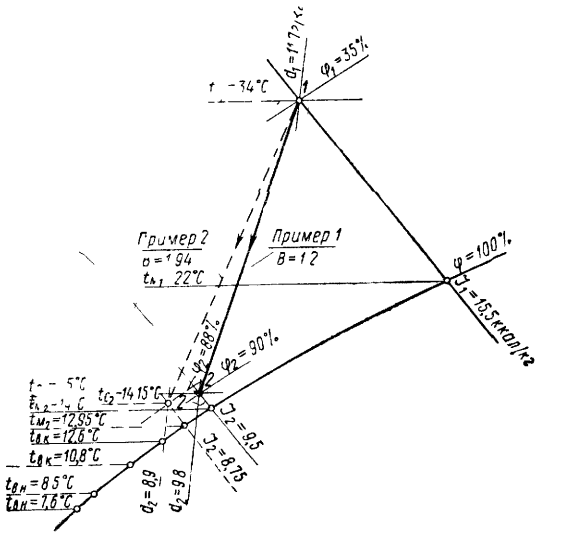


Рис. 5.1. Процесс охлаждения и осушения воздуха водой на $I-d$-диаграмме (к примерам расчета)

4 Находим общее количество распыляемой воды по формуле (5.4) и пропускную способность одной форсунки

$$W = 1,2 \cdot 140\,000 = 168\,000 \ кг/ч;$$

$$q = \frac{168\,000}{648} = 255 \ кг/ч.$$

По табл 5 7 находим давление воды перед форсунками $P=1,4$ $кГ/см^2$.

5 Определяем тепловую нагрузку на холодильную установку, а также расходы охлажденной $W_х$ и рециркуляционной $W_р$ воды:

$$Q = G\,(I_1 - I_2) = 140\,000\,(15,5 - 9,5) = 840\,000 \ ккал/ч;$$

$$W_х = \frac{Q}{t_{в.к} - t_х} = \frac{840\,000}{12,6 - 7} = 152\,000 \ кг/ч;$$

$$W_р = 168\,000 - 152\,000 = 16\,000 \ кг/ч.$$

Аналогично выполняются расчеты первого типа при осуществлении в камерах процессов, протекающих с повышением энтальпии обрабатываемого воздуха. Расчет камер, в которых производится изоэнтальпическое увлажнение, состоит в определении из исходных условий величины $E_A = E'$, нахождении по табл. 5 4 соответствующего коэффициента орошения B, после чего определяются величины W, q и P.

Пример 5.2 (расчет второго типа, см. рис. 5.1). Воздух в количестве $G=96\,000$ $кг/ч$ с начальными параметрами $t_{c_1}=34°С$; $t_{м_1}=22°С$; $\varphi_1=35\%$; $I_1=15,5$ $ккал/кг$ и $d_1=11,7$ $г/кг$ пропускается через трехрядную типовую камеру номинальной производительностью по воздуху 80 000 $м^3/ч$, сечением 7,9 $м^2$, снабженную форсунками диаметром $d_0=5$ $мм$ в количестве 432 шт. (плотность около 18 $шт/м^2 \cdot ряд$). Давление воды перед форсунками 1,5 $кГ/см^2$, начальная температура распыляемой воды $t_{в.н}=8,5°С$.

Определить параметры уходящего воздуха t_{c_2}, φ_2, d_2 и воды $t_{в.к}$

---

* Как правило, следует одновременно производить расчеты двух- и трехрядных камер с плотностью расположения форсунок около 18 и 24 $шт/м^2 \cdot ряд$.

Решение. 1. Вычисляем величину весовой скорости воздуха

$$v\gamma = \frac{96\,000}{7{,}9 \cdot 3600} = 3{,}38 \ кг/м^2 \cdot сек.$$

Эта скорость удовлетворяет пределам действия табл. 5.4.

2. По табл. 57 при $P = 1{,}5$ *кГ/см*^{2} пропускная способность одной форсунки $q = 432$ *кг/ч*.

Определяем общее количество распыляемой воды

$$W = 432 \cdot 432 = 186\,000 \ кг/ч$$

и коэффициент орошения

$$B = \frac{186\,000}{96\,000} = 1{,}94 \ кг/кг.$$

3. Находим по табл. 5.4 соответствующие коэффициенты эффективности теплообмена $E = 0{,}84$ и $E' = 0{,}9$.

4. Выводим выражение для определения конечной температуры воздуха по мокрому термометру из уравнения (5.1) и, подставляя в него величины E, $t_{м_1}$ и $t_{в\,н}$, получаем

$$t_{м_2} = (1 - E)\ (t_{м_1} - t_{в\,н}) + t_{в\,к} = (1 - 0{,}84)\ (22 - 8{,}5) + t_{в\,к} = 2{,}15 + t_{в\,к} \ град.$$

Находим конечную температуру воды из уравнения теплового баланса (5 5)

$$t_{в.к} = t_{в.н} + \frac{0{,}7\ (t_{м_1} - t_{м_2})}{B} = 8{,}5 + \frac{0{,}7\ (22 - 2{,}15 - t_{в\,к})}{1{,}94}; \ t_{в.к} = 10{,}8^\circ C.$$

Тогда конечная температура воздуха по мокрому термометру будет

$$t_{м_2} = 2{,}15 + 10{,}8 = 12{,}95^\circ C.$$

5. Находим значение конечной температуры воздуха по сухому термометру из уравнения (5.3)

$$t_{с_2} = t_{м_2} + (t_{с_1} - t_{м_1})\ (1 - E') = 12{,}95 + (34 - 22)\ (1 - 0{,}9) = 14{,}15^\circ C$$

Остальные параметры воздуха определяем по I—d диаграмме $\varphi_2 = 88\%$ и $d_2 = 8{,}9$ *г/кг*.

Поскольку $d_2 < d_1$, то процесс обработки воздуха протекает с осушкой

Аналогично производят расчеты второго типа для процессов, протекающих с повышением энтальпии обрабатываемого воздуха. В случае расчета второго типа для камеры, в которой осуществляется изоэнтальпическое увлажнение воздуха, конечная температура воздуха по сухому термометру определяется из выражения (5.2).

7. ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕНА В ОРОШАЕМЫХ СЛОЯХ

Процессы изоэнтальпического, изотермического и политропического увлажнения воздуха, а также процессы охлаждения воды можно осуществлять в орошаемых водой наклонных и вертикальных слоях из различных неподдающихся гниению и коррозии материалов (древесной и металлической стружки, латунных сеток, алюминиевой ленты, нейлонового и стеклянного волокна). Достоинства орошаемых слоев: возможность достижения высокой эффективности тепло- и влагообмена при сравнительно малых коэффициентах орошения и низком давлении воды, малые габаритные размеры увлажнительных камер, дополнительная очистка воздуха от пыли во время орошения и прохода воздуха через слой, сравнительно низкое аэродинамическое сопротивление.

Регулирование степени увлажнения производят путем перепуска части воздуха по обводному каналу.

Расчет теплообмена и сопротивления проходу воздуха при его обработке в орошаемых слоях можно производить, используя зависимости, приведенные в табл. 5.8 и 5.9.

Таблица 5.8

Коэффициенты эффективности теплообмена и аэродинамические сопротивления вертикальных орошаемых сверху слоев (по данным О. Я. Кокорина)

Характеристика материала слоя	Формула для определения E_A и H в $кГ/м^2$		Рекомендуемые величины	
			γ_c, $кг/м^3$	δ, $мм$
Осиновая свободно уложенная стружка толщиной 0,2—0,3 $мм$ с удельной поверхностью 380—570 $м^2/м^3$, $П_c = 0,904 \div 0,936$	$E_A = 0,468 \times \times \left[\frac{(v\gamma)_н}{П_c}\right]^{-0,06} \gamma_c^{0,21}$	$H = \frac{0,075}{\delta} (v\gamma)_и^2 \times \times \gamma_c^{2,13} B^{0,07}$	30—20	75—100
Упаковочная свободно уложенная стружка толщиной 0,5 $мм$ с удельной поверхностью 450—600 $м^2/м^3$, $П_c = 0,902$	$E_A = 0,923 \left[\frac{(v\gamma)_н}{П_c}\right]^{-0,06}$	$H = \frac{0,06}{\delta} (v\gamma)_н^{1,9} \times \times \gamma_c^2 B^{0,14}$	40—30	50—75
Сосновая свободно уложенная стружка толщиной 0,8 $мм$ с удельной поверхностью 280—420 $м^2/м^3$, $П_c = 0,842 \div 0,895$	$E_A = 0,13 \times \times \left[\frac{(v\gamma)_н}{П_c}\right]^{-0,06} \gamma_c^{0,445}$	$H = \frac{0,05}{\delta} (v\gamma)_н^{1,8} \times \times \gamma_c^{1,8} B^{0,2}$	70—50	50—75

Примечания: 1. В формулах γ_c — удельный вес материала слоя; $П_c$ — пористость слоя; δ — толщина слоя в $м$.

2. Орошение производится через трубу с прорезями при $q = 2000 \div 4000$ $л/м^2 \cdot ч$ и коэффициенте орошения $B = 0,015 - 0,35$

Таблица 5.9

Коэффициенты эффективности теплообмена и аэродинамические сопротивления наклонных орошаемых слоев (по данным Фёрста, обработанным авторами)

Характеристика материала слоя	d_0, $мм$	q, $л/м^2 \cdot ч$	Уравнения для определения	
			E_A	H, $кГ/м^2$
Гофрированная алюминиевая лента толщиной 0,225 $мм$ и шириной 51 $мм$ при толщине слоя 51 $мм$, удельной поверхности 510 $м^2/м^3$ и площади поверхности ячейки 3 $м^2$	2,4	1125	$E_A = v_н^{-0,21}$ $(0,6 \leqslant v_н \leqslant 3)$	$H = 0,574\ v_н^{1,97}$ $(0,6 \leqslant v_н \leqslant 3)$
	5,4	—	$E_A = B^{0,135}$ $(0,15 \leqslant B \leqslant 2)$	—
Сетки из латунной проволоки диаметром 0,25 $мм$ при толщине слоя 102 $мм$, удельной поверхности 394 $м^2/м^3$ и площади поверхности ячейки 4,75 $м^2$	2,4	1125	$E_A = 0,95\ v_н^{-0,13}$ $(0,6 \leqslant v_н \leqslant 3)$	$H = 0,922\ v_н^{1,9}$ $(0,6 \leqslant v_н \leqslant 3)$
Стекловолокно диаметром 135 $мк$ с длиной волокон 100—200 $мм$ и объемным весом 52 $кг/м^3$ при толщине слоя 51 $мм$, удельной поверхности 690 $м^2/м^3$ и площади поверхности ячейки 4,84 $м^2$	2,4	—	$E_A = 0,945\ B^{0,1}$ $(0,04 \leqslant B \leqslant 0,4)$	—
	2,4	1125	$E_A = 0,925\ v_н^{-0,13}$	$H = 2,95\ v_н^{2,1}$ $(0,6 \leqslant v_н \leqslant 3)$

Характеристика материала слоя	d_0, *мм*	q, *л/м² ч*	Уравнения для определения	
			E_A	H, *кГ/м²*
Стекловолокно диаметром 135 *мк* с длиной волокон 100—200 *мм* и объемным весом 52 *кг/м³* при толщине слоя 51 *мм*, удельной поверхности 690 *м²/м³* и площади поверхности ячейки 4,84 *м²*	2,4	1225	$E_A = 0{,}965\ v_н^{-0,1}$	—
	2,4	1470	$E_A = 0{,}975\ v_н^{-0,1}$	
	5,4	—	$E_A = 1{,}05\ B^{0,1}$	
			$(0{,}45 \leqslant B \leqslant 2)$	
	5,4	1960	$E_A = 0{,}785\ v_н^{-0,1}$	
	5,4	2940	$E_A = 0{,}865\ v_н^{-0,08}$	
	5,4	3680	$E_A = 0{,}88\ v_н^{-0,1}$	
	5,4	4400	$E_A = 0{,}96\ v_н^{-0,1}$	
			$(0{,}8 \leqslant v_н \leqslant 3)$	
Витое нейлоновое волокно диаметром 250 *мк* с длиной волокон 100 *мм* и объемным весом 19 *кг/м³* при толщине слоя 44,5 *мм*, удельной поверхности 265 *м²/м³* и площади поверхности ячейки 1,4 *м²*		Без орошения	—	$H = 2{,}5\ v_н^{1,75}$
	2,4	1125	$E_A = 0{,}94\ v_н^{-0,13}$	—
			$(0{,}75 \leqslant v_н \leqslant 3)$	
	2,4	1470		$H = 4{,}75\ v_и^{1,75}$
	2,4	5900		$H = 5{,}45\ v_н^{1,75}$
				$(0{,}6 \leqslant v_н \leqslant 3{,}5)$
Гофрированное стекловолокно диаметром 37 *мк* с длиной волокон 25—50 *мм* и объемным весом 10,85 *кг/м³* при толщине слоя 51 *мм*, удельной поверхности 550 *м²/м³* и площади поверхности ячейки 3,25 *м²*	2,4	1125	$E_A = 0{,}95\ v_н^{-0,085}$	$H = 15{,}3\ v_н$
				$(0{,}5 \leqslant v_н \leqslant 3)$
	2,4	1225	$E_A = 0{,}94\ v_н^{-0,17}$	
	2,4	1470	$E_A = 0{,}95\ v_н^{-0,12}$	
	2,4	—	$E_A = 1{,}04\ B^{0,15}$	
			$(0{,}07 \leqslant B \leqslant 0{,}5)$	
	5,4	—	$E_A = 0{,}96\ B^{0,13}$	
			$(0{,}13 \leqslant B \leqslant 0{,}9)$	
	5,4	3680	$E_A = 0{,}9\ v_н^{-0,14}$	
	5,4	4400	$E_A = 0{,}905\ v_н^{-0,125}$	
			$(0{,}75 \leqslant v_н \leqslant 3)$	

Примечание $v_н$ — скорость набегающего потока воздуха в *м/сек*

8. ДВУХСТУПЕНЧАТОЕ ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

1) МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

Двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха производится в водовоздушном теплообменнике (I ступень) и в форсуночной или насадочной камере (II ступень). В I ступени воздух охлаждается в поверхностных теплообменниках, питаемых водой, которая охлаждается в свою очередь в градирне при испарении воды в воздух.

Системы кондиционирования воздуха с двухступенчатым испарительным охлаждением можно классифицировать по пропуску воздуха через градирни (работающие на наружном воздухе; на воздухе, удаляемом из помещений; на смеси наружного и удаляемого воздуха) и по виду охладителей I ступени (с водовоздушными теплообменниками рекуперативного или регенеративного типа).

На рис. 5.2 показаны процессы двухступенчатой обработки воздуха в системе с водовоздушным рекуперативным теплообменником, в которой градирня и кондиционер работают на одном наружном воздухе. Последний проходит поверхностный воздухоохладитель и охлаждается в нем от параметров точки *1* до состояния, соответствующего точке *2*. Затем воздух орошается циркуляционной водой, разбрызгиваемой в камере *Б*, и адиабатически увлажняется и охлаждается до состояния *3*. Проходя через приточный вентилятор B_1 и воздуховоды, воздух нагревается на 0,5—1° и выпускается в помещение с параметрами, соответствующими точке *4*, а после ассимиляции тепла и влаги в помещении воздух принимает параметры точки *5*.

Охлаждение воды для теплообменника производится за счет испарения ее в градирне *Г* (или в камере орошения), через которую проходит наружный воздух с параметрами, характеризуемыми точкой *1*. При этом воздух увлажняется, температура его понижается, а энтальпия повышается за счет тепла охлаждаемой воды.

Для построения схемы этого процесса на *I—d*-диаграмме находят температуру наружного воздуха по мокрому термометру $t_{м_1}$ (точка *6*) и устанавливают глубину зоны охлаждения

$$\Delta\tau = t_{в.к} - t_{м_1} \ \ град. \tag{5.10}$$

Обычно при охлаждении воды на 5,5; 4 и 3° значения $\Delta\tau$ принимают соответственно 5,5; 4 и 3°.

Конечную температуру охлажденной в градирне воды (точка *7*) находят из формулы

$$t_{в.к} = t_{м_1} + \Delta\tau \ \ град. \tag{5.11}$$

При построении процесса охлаждения воздуха в воздухоохладителе (прямая *1—2*) следует иметь в виду, что

$$\Delta t_{возд} = t_2 - t_{в.к} \geqslant 2°, \tag{5.12}$$

желательно принимать величину $\Delta t_{возд} \geqslant 3°$.

Разность температур воды в воздухоохладителе *А* принимают $\Delta t_в = t_{в.н} - t_{в.к} \leqslant 3°$. Далее находят точку *8*, характеризующую начальную температуру поступающей в градирню воды:

$$t_{в.н} = t_{в.к} + \Delta t_в \ \ град. \tag{5.13}$$

Если энтальпия воздуха в помещении существенно ниже энтальпии наружного воздуха, например равна I_5, то целесообразно направлять в градирню *Г* внутренний воздух вместо наружного. Тогда дальней-

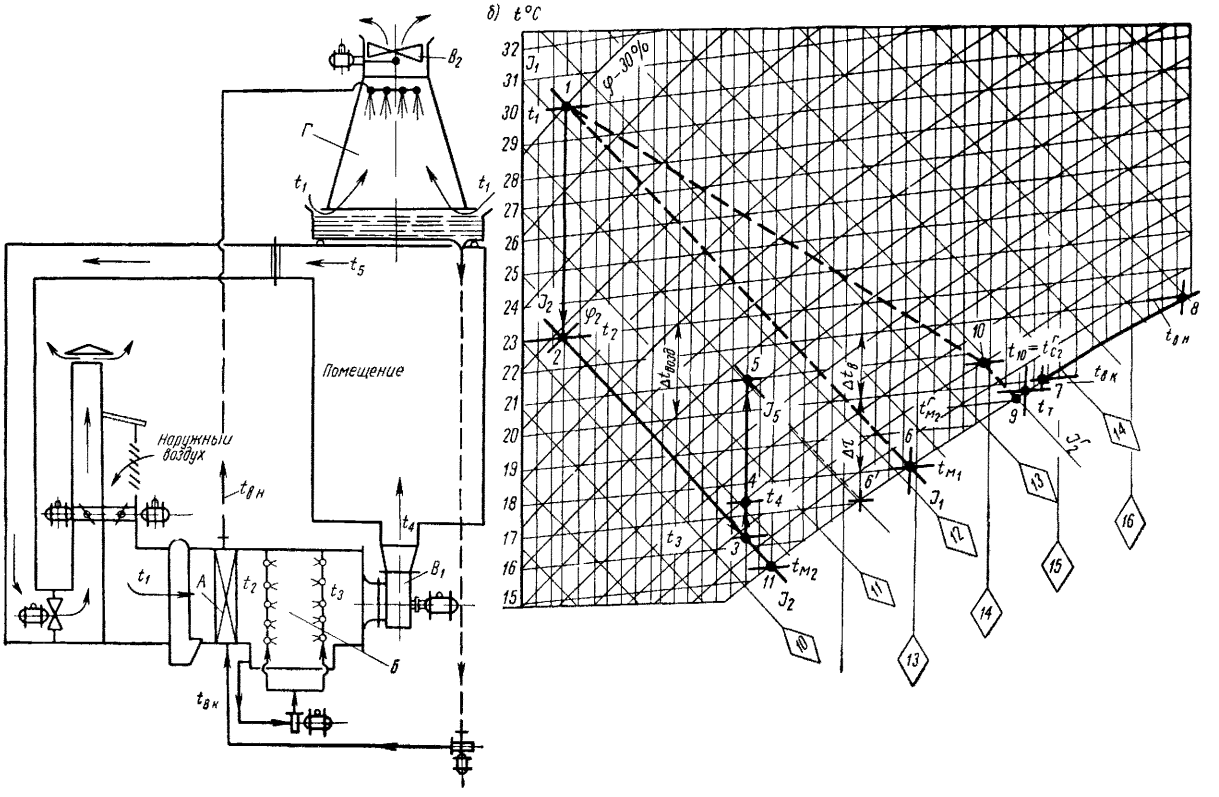


Рис 5 2 Комбинированное косвенное и прямое (двухступенчатое) испарительное охлаждение воздуха
а — **схема системы** *б* — **процессы изменения состояния воздуха в системе**

ший расчет охлаждения воды в градирне можно вести, отправляясь от точки *6′*. Вода, поступающая в воздухоохладитель *А*, будет иметь более низкую температуру, чем при пропуске через градирню наружного воздуха.

Далее вычисляют коэффициент эффективности испарительного охлаждения воды в градирне (по О. Я. Кокорину)

$$E_{\text{в}}^{\text{г}} = \frac{t_{\text{в. н}} - t_{\text{в. к}}}{t_{\text{в. н}} - t_{\text{м}_1}} = 0{,}064\, B_{\text{г}}^{-0{,}41}\, t_{\text{в. н}}^{0{,}22}\, t_{\text{м}_1}^{0{,}4}. \qquad (5.14)$$

Из правой части уравнения (5.14) следует, что коэффициент орошения в градирне равен:

$$B_{\text{г}} = \left(\frac{0{,}064\ (t_{\text{в. н}} - t_{\text{м}_1})}{t_{\text{в. н}} - t_{\text{в. к}}}\right)^{2{,}44} t_{\text{в. н}}^{0{,}536}\, t_{\text{м}_1}^{0{,}975}. \qquad (5.15)$$

Конечная энтальпия воздуха на выходе из градирни

$$I_2^{\text{г}} = I_1 + B_{\text{г}}\,(t_{\text{в. н}} - t_{\text{в к}})\ \textit{ккал/кг}. \qquad (5.16)$$

Далее по *I—d*-диаграмме находят конечную температуру воздуха по мокрому термометру $t_{\text{м}_2}^{\text{г}}$. Затем определяют коэффициент эффективности теплообмена в градирне $E_{\text{возд}}^{\text{г}}$ (по воздуху), пользуясь формулой, предложенной О. Я. Кокориным

$$E_{\text{возд}}^{\text{г}} = 1 - \frac{t_{\text{с}_2}^{\text{г}} - t_{\text{м}_2}^{\text{г}}}{t_{\text{с}_1} - t_{\text{м}_1}} = 0{,}98\, B_{\text{г}}^{0{,}18}. \qquad (5.17)$$

Получив величину $E_{\text{возд}}^{\text{г}}$, находят конечную температуру воздуха по сухому термометру на выходе из градирни

$$t_{\text{с}_2}^{\text{г}} = t_{\text{м}_2}^{\text{г}} + (1 - E_{\text{возд}}^{\text{г}})\ (t_{\text{с}_1} - t_{\text{м}_1})\ \textit{град}. \qquad (5.18)$$

По известным величинам $t_{\text{с}_1}$ и $t_{\text{м}_1}$ и найденным значениям $t_{\text{с}_2}^{\text{г}}$ и $t_{\text{м}_2}^{\text{г}}$ строят на *I—d*-диаграмме процесс изменения состояния воздуха в градирне (*1—10*).

Пример 5.3. В помещении выделяется $Q_{\text{я}} = 10\,000$ *ккал/ч* явного тепла. Параметры наружного воздуха: $t_{\text{с}_1} = 30°\text{C}$, $\varphi_1 = 30\%$ и $I_1 = 12{,}1$ *ккал/кг*. Температура воздуха, уходящего из помещения, должна быть равна $t_5 = 21°\text{C}$.

Определить количества воздуха, которые необходимо пропустить через градирню и ввести в помещение.

Решение. 1. Проводим на *I—d*-диаграмме прямую *1—6* и находим $t_{\text{м}_1} = 18°\text{C}$. Принимаем величину $\Delta\tau = 2°$ и по уравнению (5.11) получаем $t_{\text{в.к}} = 18 + 2 = 20°\text{C}$.

2. Принимаем $\Delta t_{\text{возд}} = 3°$ и находим $t_2 = 20 + 3 = 23°$. Строим прямую *1—2* по $d_1 = \text{const}$ при $t_2 = 23°\text{C}$ и прямую *2—11* по $I_2 = \text{const}$, тогда $t_{\text{м}_2} = 15{,}4°\text{C}$.

3. Принимаем эффективность процесса теплообмена в камере орошения *Б* равной $E_A = 0{,}9$ и находим температуру выходящего из нее воздуха

$$t_3 = 23 - (23 - 15{,}4)\ 0{,}9 = 16{,}2°\text{C}.$$

4 Принимаем нагрев воздуха в вентиляторе равным 1°, тогда $t_4 = 17{,}2°\text{C}$.

5. Вычисляем количество вводимого в помещение воздуха по формуле

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{я}}}{0{,}24\ \gamma\ (t_5 - t_4)} = \frac{10\,000}{0{,}24 \cdot 1{,}193\ (21 - 17{,}2)} \approx 9\,140\ \textit{м}^3/\textit{ч}.$$

Производительность вентилятора B_1 с учетом потерь воздуха составит

$$L_{\text{в}} = 9\,140 \cdot 1{,}1 = 10\,000\ \textit{м}^3/\textit{ч}.$$

6. Принимаем $\Delta t_{\text{в}} = 2°$, тогда по формуле (5 13) $t_{\text{в.н}} = 20 + 2 = 22°\text{C}$. Находим расход воды, охлаждаемой в градирне (с учетом 10% на подогрев воды в трубопроводах и через стенки градирни)

$$W_{\text{г}} = \frac{10\,000 \cdot 1{,}1}{2 \cdot 1000} = 5{,}5\ \textit{т/ч}.$$

7 Вычисляем величину коэффициента орошения в градирне по формуле (5 15).

$$B_г = \left(\frac{0{,}064\ (22 - 18)}{22 - 20} \right)^{2{,}44} 22^{0{,}536} \cdot 18^{0{,}975} \approx 0{,}58.$$

Пользуясь определением коэффициента орошения по формуле (5 4), находим

$$G_г = W_г B_г = 5500\ 0{,}58 = 3200\ кг/ч.$$

8 Находим конечные параметры воздуха, выходящего из градирни, по формуле (5 16)

$$I_2^г = 12{,}1 + 0{,}58\ (22 - 20) = 13{,}3\ ккал/кг.$$

Из I—d-диаграммы следует, что $t^г_{м_2} = 19{,}4$°С.

По формулам (5 17) и (5 18) находим

$$t^г_{с_2} = 19{,}4 + (1 - 0{,}98\ 0{,}58^{0{,}18})\ (30 - 18) = 20{,}6°\text{С}$$

9 Далее рассчитываем и подбираем теплообменник косвенного испарительного охлаждения (I ступень охлаждения), форсуночную камеру (II ступень охлаждения) и градирню.

2) УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ И ОПТИМАЛЬНАЯ СХЕМА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Двухступенчатое испарительное охлаждение, как известно, наиболее приемлемо в районах с сухим и жарким климатом. При двухступенчатом охлаждении можно достигнуть более низких температур, меньших воздухообменов и меньшей относительной влажности воздуха в помещениях, чем при одноступенчатом прямом испарительном охлаждении.

Эффект действия систем с двухступенчатым испарительным охлаждением зависит от требуемых метеорологических условий в помещениях, расчетных наружных параметров и принятой технологии обработки воздуха. Оптимальные и допустимые параметры воздуха в помещениях, регламентируемые СНиП для теплого времени года, приведены в табл. 2.1 и 2.2. Гигиенические исследования, выполненные в 1963—1965 гг., показали, что комфортные условия в жилых и общественных зданиях, расположенных в сухом и жарком климате, обеспечиваются при следующих сочетаниях температуры, влажности и скорости воздуха (табл. 5.10).

Таблица 5 10

Параметры воздуха в жилых и общественных зданиях

Исследователи	Параметры		
	t, °С	φ, %	w, м/сек
М. С. Горомосов и Н. А. Ципер	23—25	45—55	0,15—0,2
И. М Геллер (УзССР)	23—24	45—50	0,15—0,2

При нанесении данных табл 2.1 и 5 10 на I—d-диаграмму получается область, ограниченная сверху и снизу изотермами 28 и 17°С, слева кривой φ=40%, справа ломаной линией, проходящей между изотермами 17 и 28°С и кривыми φ, равными 80 и 55%. Максимальные энтальпия и влагосодержание внутреннего воздуха соответственно равны 14,65 *ккал/кг* и 14,4 *г/кг*, а минимальные энтальпия и влагосодержание — 7 *ккал/кг* и 4,8 *г/кг*. Области оптимальных параметров воздуха в рабочей зоне производственных помещений, в которых предусматриваются тяжелая работа и работа средней тяжести, изображаются криволинейными параллелограммами T и C, а область, соответствующая производственным помещениям, в которых предусматри-

вается легкая работа, и помещениям жилых и общественных зданий,— криволинейным параллелограммом *Л*.

Параметры наружного воздуха в районах с сухим и жарким климатом по материалам многолетних наблюдений приведены на рис. 5.3. Заштрихованные области отвечают данным СНиП для параметров А и Б. Справа эти области ограничиваются линией максимально допустимого влагосодержания воздуха в кондиционируемых помещениях, слева — линиями $I^{Б}_{н.\,мин}$ и $I^{А}_{н.\,мин}$, сверху — наблюдаемыми в СССР максимальными расчетными температурами воздуха (по Ашхабаду), снизу — минимальными расчетными температурами. Если точки, характеризующие сезонные и суточные отклонения, выходят вправо за линию $d = 14{,}4$ *г/кг*, то системы кондиционирования с применением испарительного охлаждения не обеспечивают поддержания предельных допускаемых параметров внутреннего воздуха; если же они выходят за линии $I_{н\ мин}$, то эффект действия систем будет больше расчетного.

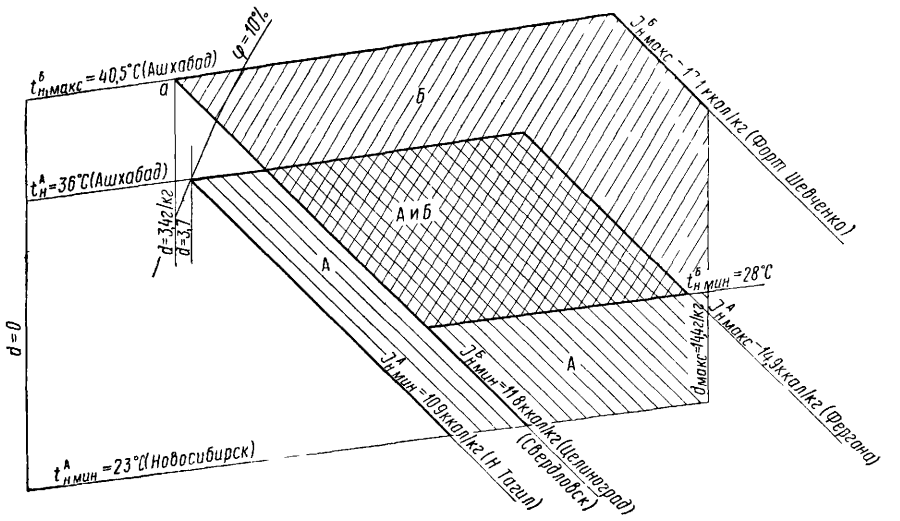


Рис 5 3 Области расчетных параметров наружного воздуха А и Б в теплый период года в районах с сухим и жарким климатом, при которых обеспечивается удовлетворительная работа СКВ с применением двухступенчатого испарительного охлаждения

Пиковые нагрузки на СКВ могут возникнуть из-за изменения тепловыделений в помещениях, из-за суточного или сезонного отклонения параметров наружного воздуха от расчетных. По мере приближения параметров наружного воздуха к линии $d = 14{,}4$ *г/кг* возрастает необходимость применения искусственного холода.

О суточных изменениях параметров наружного воздуха в помещениях можно судить по метеорологическим данным, обработанным М. Б. Раяком. Распределение точек *1ч*, *7ч*, *13ч* и *19ч*, отвечающее условиям Ашхабада (рис. 5.4), свидетельствует о том, что влагосодержание наружного воздуха в течение суток резко изменяется, достигая максимума, как правило, в вечернее время. Поэтому вполне возможен случай, когда система, запроектированная и рассчитанная на условия, наблюдаемые в 13 *ч*, не обеспечит требуемых параметров воздуха в 19 *ч*. Это положение исключается, если при проектировании учитывают продолжительность периодов отклонения наружных параметров от расчетных значений, а при разработке СКВ предусматривают необходимые средства (включая источник холода), позволяющие свести нарушения оптимальных и допустимых параметров в помещениях до минимума.

Таким образом, метеорологические условия в кондиционируемых помещениях при всех прочих равных условиях зависят от состояния наружного воздуха При сухом и горячем наружном воздухе с влагосодержанием, меньшим $d=4{,}8$ *г/кг*, с помощью двухступенчатого испарительного охлаждения можно поддерживать любые параметры воздуха в помещениях без применения дорогостоящих холодильных машин

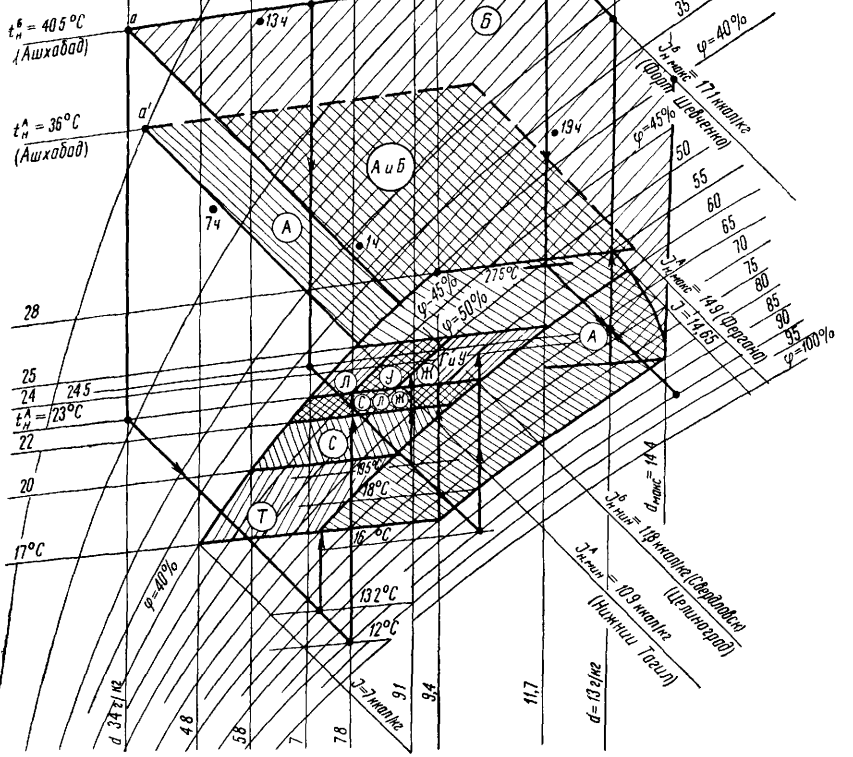


Рис 54 $I-d$ диаграмма с нанесением процессов двухступенчатого испарительного охлаждения

а — точка максимальной расчетной температуры наружного воздуха и минимальной энтальпии *б* — точка максимальной энтальпии наружного воздуха при оптимальном влагосодержании воздуха в помещениях, *в* — точка максимальной энтальпии наружного воздуха, при которой возможны двухступенчатое охлаждение и подача приточного воздуха с минимальным рабочим перепадом температур, *г* — точка, характеризующая состояние наружного воздуха при $I^{Б}_{н.макс}=17{,}1$ *ккал/кг* и $d=14{,}4$ *г/кг* *У* — область параметров внутреннего воздуха, рекомендуемая для жилых и общественных зданий Узбекистана, *Г* и *Ц* — область параметров внутреннего воздуха в жилых и общественных зданиях, рекомендуемая Горомосовым и Ципером

Оптимальные параметры воздуха в помещениях легче обеспечить при низком значении энтальпии наружного воздуха, чем при высоком что объясняется большей глубиной охлаждения воды в градирне и соответственно большей глубиной охлаждения воздуха в воздушном теплообменнике I ступени Отсюда следует, что снижать параметры внутреннего воздуха при неизменном состоянии наружного воздуха можно путем пропуска через градирню воздуха, удаляемого из помещений.

Требуемое состояние воздуха в помещениях жилых и общественных зданий при расчете на параметры Б удается поддерживать в тех случаях, когда влагосодержание наружного воздуха не превышает

7,8 *г/кг*. Допускаемых параметров воздуха практически можно достигнуть тогда, когда влагосодержание наружного воздуха не превышает 14,4 *г/кг*. Если при таком или близком к нему влагосодержании в помещениях требуется поддерживать оптимальные параметры воздуха, то необходимо включать в действие источники холода, например холодильные машины.

Результаты расчетов системы кондиционирования при неизменных начальных параметрах наружного воздуха, характеризуемых точкой *б* (см. рис. 5.4), показывают, что при пропуске через градирню удаляемого воздуха с параметрами $t=25°C$, $d=7,8$ *г/кг* и $\varphi=40\%$ вследствие большой глубины охлаждения воды в градирне и воздуха в теплообменнике удается удовлетворить требования СНиП для производственных помещений, в которых производится работа средней тяжести С, чего нельзя было бы достигнуть при пропуске через градирню наружного воздуха.

Перепад температур воздуха в теплообменнике при работе градирни на наружном воздухе составляет 40,5—24,5=16°, а при работе на удаляемом воздухе 40,5—21=19,5°, т. е. в обоих случаях этот перепад весьма существен. Отсюда очевидно, что если система кондиционирования воздуха не обеспечивает требуемое состояние воздуха в помещениях, в которых предусматривается тяжелая работа Т и возникает необходимость применения искусственного холода, то переключение градирни на охлаждение конденсаторной воды, как иногда рекомендуется, нецелесообразно и ведет к неоправданному увеличению энергетических затрат на производство холода. Конденсаторы холодильных машин, включаемых при пиковых нагрузках, должны снабжаться оборотной водой от самостоятельной градирни.

Материалы расчетов свидетельствуют, что, например, в Ашхабаде (см. рис. 5.4) система с двухступенчатым охлаждением в 7 и 13 *ч* будет создавать оптимальные условия во всех помещениях, за исключением помещений, в которых предусматривается тяжелая работа Т; в 1 *ч* — во всех помещениях, за исключением помещений, в которых предусматривается тяжелая работа Т и работа средней тяжести С; в 19 *ч* будет создавать только верхние предельные допустимые (но достаточно тягостные) условия.

Некоторое улучшение метеорологических условий в помещениях может быть достигнуто пропуском через градирню удаляемого воздуха. Для создания оптимальных параметров в помещениях всех типов в 1 и 19 *ч* в форсуночной камере должно осуществляться политропическое охлаждение с использованием охлажденной воды от источника искусственного холода.

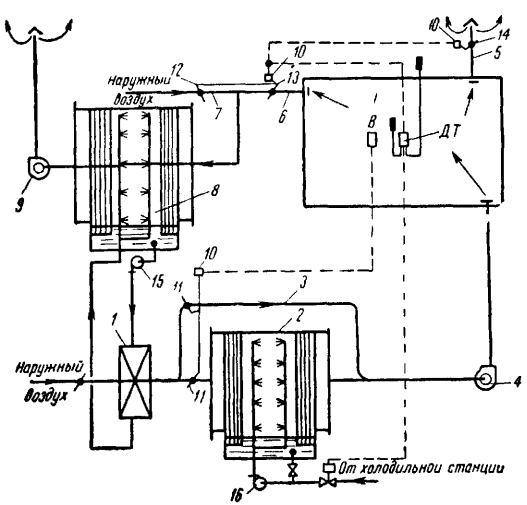


Рис. 55. Схема системы кондиционирования воздуха с двухступенчатым испарительным охлаждением

1 — кондиционируемое помещение, *1* — воздухоохладитель I ступени; *2* — форсуночная камера кондиционера; *3* — обводной канал; *4* — вентилятор кондиционера, *5* — вытяжная шахта, *6* — канал рециркуляционного воздуха; *7* — канал для подачи наружного воздуха к градирне; *8* — градирня; *9* — вентилятор градирни, *10* — исполнительные механизмы; *11* и *11'* — спаренный воздушный клапан; *12* — воздушный клапан в канале забора наружного воздуха для градирни, *13* — воздушный клапан в канале для подачи на градирню удаляемого из помещения воздуха, *14* — то же, в вытяжной шахте, *15* — насос градирни, *16* — насос форсуночной камеры кондиционера; *В* — влагорегулятор, *ДТ* — дифференциальный терморегулятор

Из изложенного вытекают следующие практические предложения (рис. 5.5).

Для регулирования влажности воздуха в помещениях II ступень кондиционера (форсуночная камера, орошаемый слой) должна всегда снабжаться обводным каналом с клапаном, управляемым комнатным влагорегулятором.

Для регулирования температуры в помещениях, кроме наружного воздуха к градирне, следует подводить и внутренний удаляемый воздух; соотношение количества наружного и удаляемого воздуха следует изменять по команде комнатного дифференциального регулятора температуры по мокрому термометру, воздействующего на взаимнообратные воздушные клапаны.

Применению искусственных источников для покрытия пиковых расходов холода должен предшествовать тщательный анализ изменения сезонных и суточных колебаний параметров наружного воздуха и тепло-влагоизбытков в помещениях, при этом при искусственном холодоснабжении всегда следует использовать градирню и воздухоохладитель I ступени для предварительного косвенного испарительного охлаждения воздуха.

Глава 6
ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА СОРБЕНТАМИ

Сорбенты — вещества, обладающие способностью при соприкосновении с воздухом поглощать и удерживать в себе в значительных количествах газы или пары. Осушку воздуха сорбентами целесообразно применять при значительных влаговыделениях, сопровождающихся небольшими выделениями явного тепла, и при необходимости подачи в помещения больших количеств наружного воздуха с высокой начальной влажностью.

Абсорбция — физико-химическии процесс поглощения веществ или газов твердыми телами или жидкостями, протекающий во всем объеме поглотителя. Абсорбентами практически являются жидкие поглотители (растворы хлористого лития, хлористого кальция, бромистого лития и этиленгликоль).

Адсорбция — процесс поглощения веществ или газов поверхностью жидкости или твердого тела. Адсорбентами практически являются твердые тела (активированный алюминий, бокситы, силикагель и активированный древесный уголь).

1. ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА АБСОРБЕНТАМИ

Абсорбенты могут поглощать или отдавать влагу в зависимости от разности давлений пара в воздухе и над раствором поглотителя. Разность давлений пара зависит от температуры и концентрации раствора Концентрацию раствора выражают отношением веса растворенного вещества g_m (в *кг*) к весу раствора $W+g_m$ (в *кг*) в процентах

$$\varepsilon = \frac{g_m}{W + g_m} 100\%, \qquad (6.1)$$

где W — вес воды в растворе в *кг*

Физические свойства растворов характеризуются фазовой диаграммой (рис. 6.1).

V-образная кривая — *криоскопическая кривая* — характеризует условия насыщения раствора и делит диаграмму на верхнюю часть, соответствующую жидкой фазе *I*, и нижнюю часть, левая половина которой характеризует условия выпадения льда *II*, а правая — условия выпадения кристаллов *III* из насыщенного раствора. Точка *Б*, при которой отсутствует жидкая фаза, называется *эвтектической точкой*.

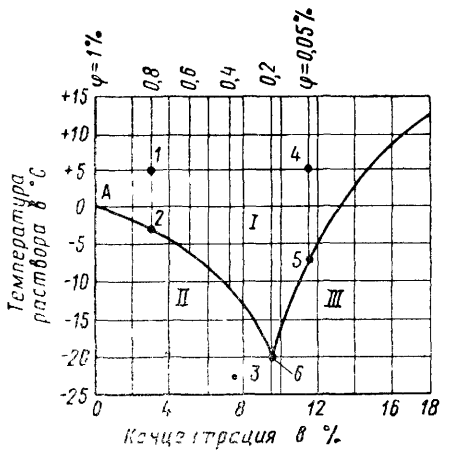


Рис 6.1. Фазовая диаграмма для раствора поваренной соли NaCl

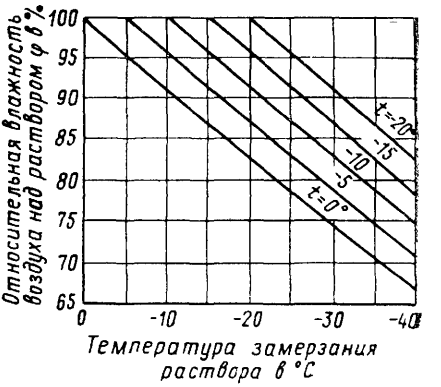


Рис. 6.2. Относительная влажность воздуха в пограничном слое над водными растворами солей (на наклонных прямых указана температура раствора)

На фазовую диаграмму наносят также значения аналога относительной влажности воздуха над поверхностью раствора

$$\varphi = p_{\text{раств}} / p_{\text{в}},$$

где $p_{\text{раств}}$ — упругость водяного пара над поверхностью раствора в *мм рт. ст.* при температуре раствора t в *град*;

$p_{\text{в}}$ — упругость водяного пара над поверхностью воды при той же температуре в *мм рт. ст.*

При температуре раствора выше температуры, соответствующей криоскопическому состоянию, упругость водяного пара $p_{\text{раств}}$ и величина φ (при малых концентрациях) являются функцией температуры замерзания раствора и практически одинаковы для растворов различных солей (рис. 6.2).

На *I—d*-диаграмму (рис. 6.3) нанесены кривые насыщения воздуха над растворами солей с температурами замерзания от 0 до —40°С. Начиная от температуры замерзания, эти линии отклоняются влево от кривой φ=100%. При температуре воздуха выше 0° кривые могут рассматриваться как кривые относительной влажности.

Диаграмма зависимости парциального давления водяного пара над водным раствором хлористого кальция, которой можно пользоваться и для растворов других солей при малых концентрациях (до 20%) и с одинаковой температурой замерзания, приведена на рис. 6.4. Аналогичная диаграмма приведена на рис. 6.5 для растворов хлористого лития.

Поглощение воды из воздуха сопровождается выделением теплоты гидратации, растворения, разбавления и конденсации. Для раствора хлористого кальция эти данные приведены на рис. 6.6.

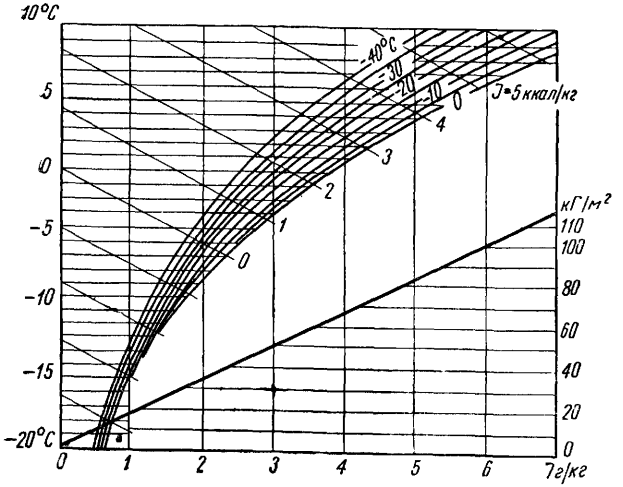


Рис 63 $I-d$-диаграмма влажного воздуха с кривыми насыщения для воздуха над раствором, имеющим температуры замерзания от 0 до — 40°С

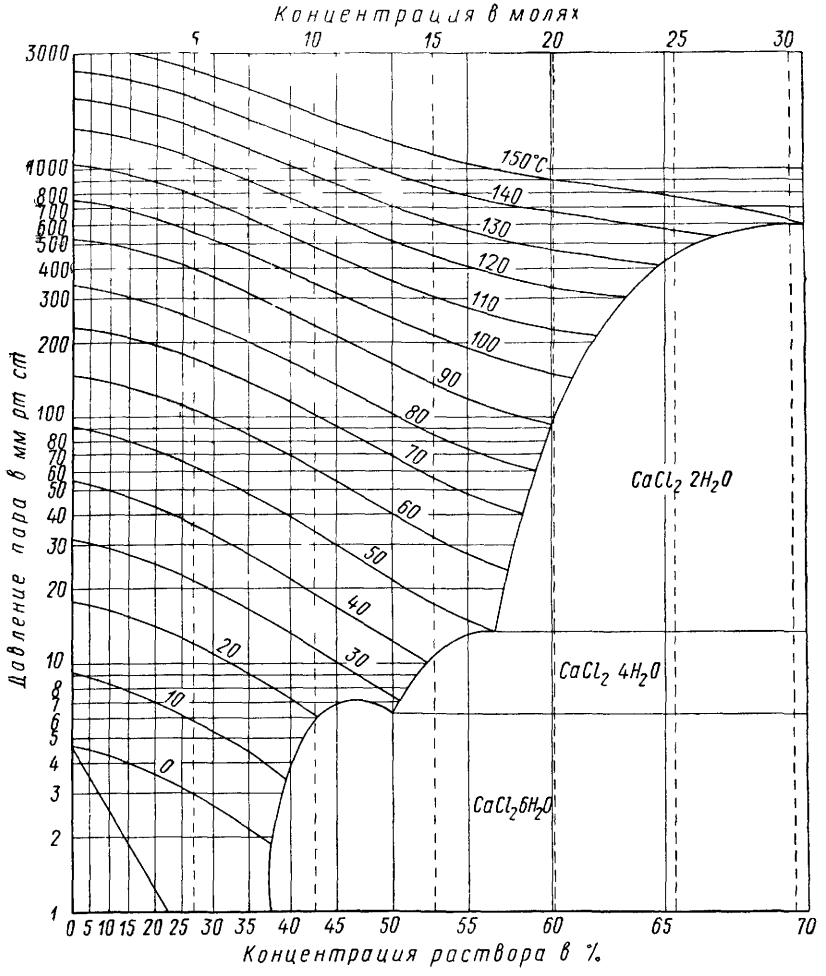


Рис 64 Парциальное давление водяного пара в зависимости от концентрации раствора хлористого кальция

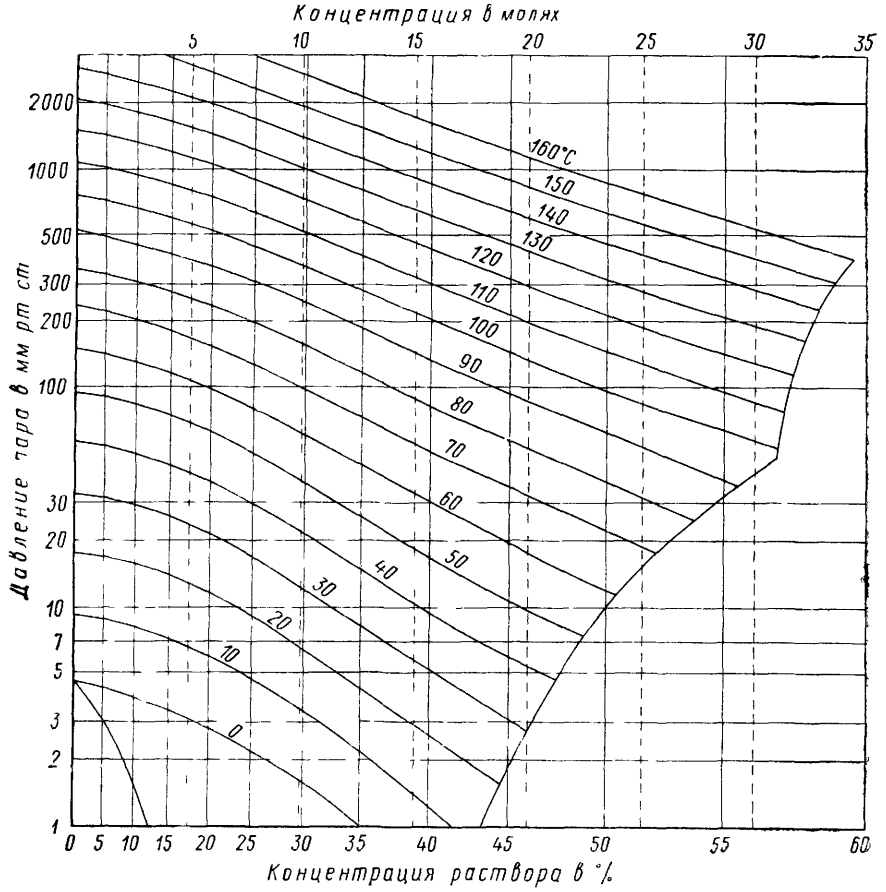


Рис. 65. Парциальное давление водяного пара в зависимости от концентрации раствора хлористого лития

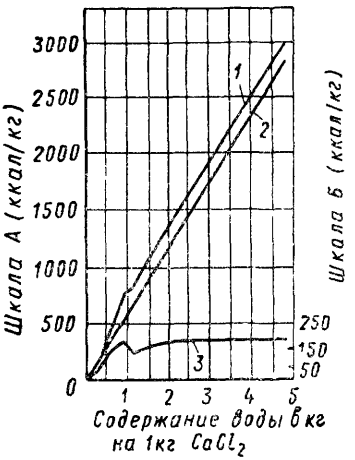


Рис 66 Теплота гидратации, растворения, разбавления и конденсации для растворов хлористого кальция

1 — общая теплота сорбции (по шкале *А*), *2* — теплота конденсации (по шкале *А*), *3* — теплота гидратации, растворения и разбавления (по шкале *Б*)

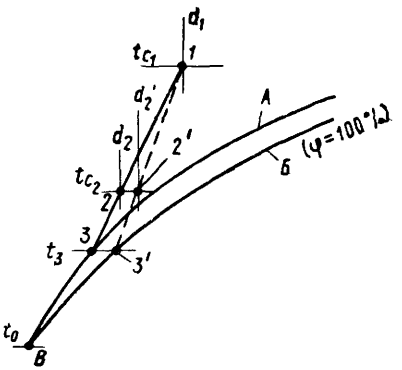


Рис 67 Схема процессов тепло- и влагообмена в мокром воздухоохладителе при орошении соляным раствором

А и *Б* — линии насыщения соответственно над раствором и водой t_0 — температура замерзания раствора

Схема процесса тепло- и влагообмена в мокром воздухоохладителе, который орошается раствором соли данной температуры, построена на I—d-диаграмме, приведенной на рис. 6.7. При одинаковой температуре воздуха, рассола и воды воздух после орошения рассолом (прямая 1—2—3) становится суше, чем при орошении водой (прямая 1—$2'$—$3'$), так как $d_2 < d_2'$.

Наибольшее применение для осушки воздуха получили хлористый кальций $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ и хлористый $LiCl_2$. Свойства их растворов приведены в табл. 6.1 и 6.2.

Таблица 61

Свойства раствора $CaCl_2 \cdot 6H_2O$

Концентрация в %	Теплоемкость при 20°С в *ккал/кг·град*	Температура замерзания в *град*	Температура кипения в *град*	Удельный вес при 10°С в *кг/м³*	$\varphi = p_{раств}/p_{в}$ при 20°С
0	0,998	0	100	—	1
1	0,98	—0,4	100	—	1
2	0,97	—0,9	100	—	1
3	0,95	—1,5	100	—	1
4	0,94	—2	100	—	0,98
5	0,93	—2,5	100,5	1042,5	0,97
6	0,915	—3	100,5	1051,3	—
7	0,9	—3,6	100,5	1060,2	—
8	0,89	—4,3	100,5	1069,1	—
9	0,88	—5	100,5	1078,1	—
10	0,87	—5,7	101,2	1087,2	0,93
11	0,855	—6,6	101,2	1096,4	—
12	0,84	—7,5	101,2	1105,6	—
13	0,83	—8,5	101,2	1115	—
14	0,82	—9,4	101,2	1124,4	—
15	0,816	—10,5	103,2	1134	0,87
16	0,796	—11,7	103,2	1143,8	—
17	0,78	—13	103,2	1153,4	—
18	0,77	—14,5	103,2	1163,2	—
19	0,76	—15,8	103,2	1173,1	—
20	0,75	—17,6	105	1183,1	0,78
21	0,74	—19,4	105	1198,2	—
22	0,73	—21,5	105	1203,3	—
23	0,72	—23,8	105	1213,7	—
24	0,71	—25,3	105	1224	—
25	0,7	—29	107,3	1234,6	0,7

Таблица 62

Свойства раствора LiCl

Концентрация в %	Теплоемкость при 20°С в *ккал/кг град*	Температура замерзания в *град*	Температура кипения в *град*	Вязкость при 10°С в *кг сек/м²*	Удельный вес при 10°С в *кг/м³*	$\varphi = p_{раств}/p_{в}$ при 20°С
0	0,998	0	100	—	—	1
7,8	0,901	— 8,89	102,11	1,3	1045	0,94
15,5	0,831	—21,2	105,28	1,68	1085	0,85
20,2	0,778	—36,8	109,4	2,16	1119	0,8
25,3	0,739	—56	114,5	2,75	1150	0,68
29,7	0,71	—67,8	120,27	3,67	1181	0,55
33,6	0,687	—40	128,1	4,82	1203	0,45
37,1	0,666	—17,2	131,63	6,55	1235	0,35
40,4	0,647	2,55	136,57	9,74	1257	0,2
43,2	0,631	14,49	141,08	13,8	1279	—
45,8	0,617	30,25	145,13	—	—	—
48,2	0,604	56,11	149,02	—	—	—
50,4	0,59	68,89	152,78	—	—	—
52,4	0,58	82,22	156,11	—	—	—

Относительную влажность воздуха можно понизить с помощью раствора LiCl до 14—23%, а с помощью раствора $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ до 45—48%.

Процесс абсорбции можно осуществлять в камерах орошения кондиционеров, выполненных из коррозионноустойчивых материалов с сепараторами повышенной надежности, а также в специальных абсорбционных аппаратах.

Коэффициент орошения воздуха раствором равен:

$$B_{\text{раств}} = \frac{I_1 - I_2}{c_{\text{раств}} (t_{\text{раств. к}} - t_{\text{раств. н}})} \quad кг/кг, \tag{6.3}$$

где I_1 и I_2 — теплосодержания воздуха до и после орошения в *ккал/кг*,
$t_{\text{раств. н}}$ и $t_{\text{раств. к}}$ — температуры раствора до и после орошения в *град*,
$c_{\text{раств}}$ — удельная теплоемкость раствора в *ккал/кг·град*.

Конечная концентрация раствора по выходе из камеры орошения или другого абсорбционного аппарата выражается уравнением

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1}{1 + \frac{d_1 - d_2}{1000\, B_{\text{раств}}}}. \tag{6.4}$$

Концентрацию раствора необходимо поддерживать на заданном уровне, для чего 10—20% раствора пропускается через регенератор, нагреваемый паром с давлением 0,15—1,7 *кГ/см*^{2} или горячей водой Нагрев раствора контролируется по температуре, концентрации или удельному весу.

Количество раствора, которое должно циркулировать в системе, определяется допустимым отклонением концентрации от заданной. Отклонение концентрации $\Delta\varepsilon$ обычно принимают равным от 0,001 до 0,003. Количество циркулирующего раствора определяют по формуле

$$g_{\text{раств}} = W_{\text{в}} + g_m = 0{,}001\, L \gamma\, (d_1 - d_2)\, \frac{\varepsilon - \Delta\varepsilon}{\Delta\varepsilon} \quad кг/ч. \tag{6.5}$$

Количество раствора $g^{\text{об}}_{\text{раств}}$, необходимого для заполнения системы, определяется ее емкостью V в *м*^{3} и удельным весом раствора $\gamma_{\text{раств}}$ в *кг/м*^{3}

$$g^{\text{об}}_{\text{раств}} = V \gamma_{\text{раств}} \quad кг. \tag{6.6}$$

1) ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА ПРИ ЕГО КОНТАКТЕ С РАСТВОРОМ ХЛОРИСТОГО ЛИТИЯ

Выполненные за последнее время исследования свидетельствуют о том, что один из наиболее эффективных абсорбентов — это раствор хлористого лития. Его достоинства — бактерицидное действие и безвредность для людей, возможность нагревания и увлажнения воздуха в холодное время года, возможность регенерации раствора подогревом низкотемпературной водой от ТЭЦ или тепловыми отходами промышленных предприятий. Недостаток раствора хлористого лития заключается в его коррозионном действии на металлы, вынуждающем защищать теплообменные аппараты и прилегающие к ним приточные воздуховоды с помощью улучшенных покрытий или введения в раствор ингибиторов Схема системы кондиционирования воздуха с установкой для осушения воздуха раствором хлористого лития показана на рис. 6.8.

Проходя через осушительную камеру *1*, обрабатываемый воздух контактирует с раствором хлористого лития. Сначала этот воздух осушается и несколько охлаждается, а потом охлаждается и увлажняется при постоянной энтальпии, проходя через форсуночную или насадочную ка-

меру *2*, где контактирует с непрерывно циркулирующей водой Поступающий в камеру *1* раствор предварительно охлаждается в водорассольном теплообменнике *3* водой из водопровода или, что обычно экономичсски выгоднеи, водой из оборотной системы охлаждения, имеющей в своем составе градирню *4* Чем ниже гемпература охлаждающей воды, тем, при всех прочих равных условиях, ниже температура раствора и парциальное давление водяного пара над его поверхностью, а следовательно, тем больше может быть осушен воздух Часть обедненного

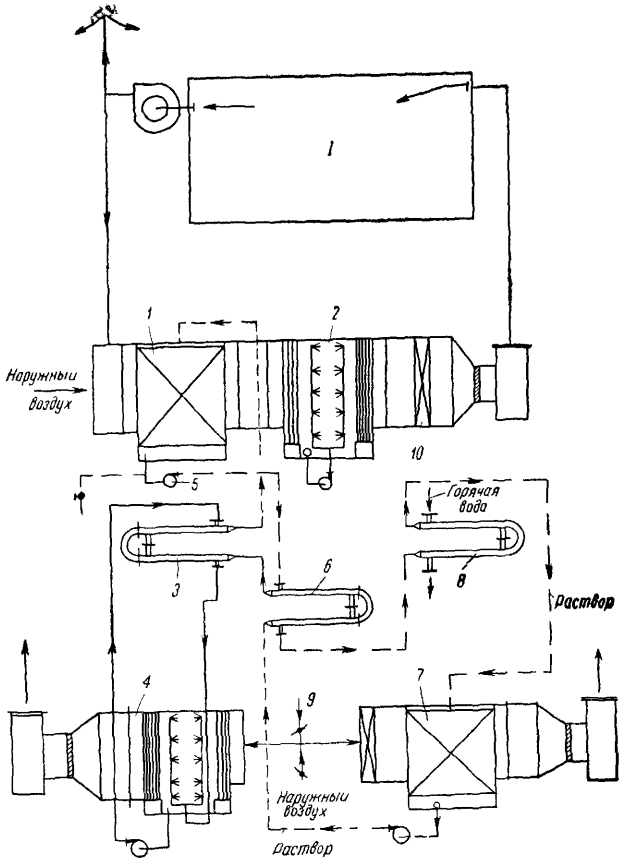


Рис 6 8 Принципиа ьная схема системы кондиционирования с осушительнои камерой питаемои раствором абсорбента

1 — кондиционируемое помещение *1* — осушительная камера *2* — форсуночная или насадочная камера работающая в режиме одновременного изоэнтальпического охлаждения и увлажнения *3* — водорассольный теплообменник охладитель *4* — градирня *5* — насос для перекачки отработавшего раствора *6* — теплообменник *7* — камера регенерации раствора *8* — водорассольный теплообменник подогреватель *9* — канал удаляемого из помещения осушенчого воздуха *10* — калорифер

раствора после камеры *1* насосом *5* перекачивается через теплообменник *6* в камеру регенерации раствора *7* Регенерируемый раствор подогревается в противоточном теплообменнике *8* низкотемпературной водои, благодаря чему в камере *7* происходит выпаривание ранее поглощенной влаги и восстановление первоначальнои концентрации хлористого лития

Горячий восстановленныи раствор направляется к камере осушения, попутно подогревая в теплообменнике *6* обедненный раствор, поступающии на регенерацию Через регенератор целесообразно пропу-

скать либо сухой наружный воздух, либо удаляемый из помещении воздух, если парциальное давление содержащегося в нем водяного пара ниже парциального давления водяного пара в наружном воздухе. Поскольку в течение сезона осушки состояние наружного воздуха изменяется, следует всегда предусматривать устройство канала *9* для пропуска через камеру *7* удаляемого осушенного воздуха.

Камера *1* может быть форсуночной или пленочной. В последней раствор хлористого лития стекает по поверхности сеток из нерастягивающегося материала (например, по поверхности сеток из технического капрона)

Тепло- и массообмен при обработке воздуха раствором хлористого лития в однорядной форсуночной камере, оборудованной центробежными тангенциальными форсунками с диаметром выпускного отверстия 2 *мм* при плотности расположения форсунок 30 *шт/м*^{2}, изучался в Институте теплоэнергетики АН УССР. В результате была установлена следующая зависимость:

$$\alpha_{\text{п}} = 3400\, v^{1,48}\, B_{\text{раств}}^{1,4} \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \tag{6.7}$$

где $\alpha_{\text{п}}$ — коэффициент отдачи полного тепла, отнесенного к единице поперечного сечения камеры, в *ккал/м*^{2}*·ч·град*.

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{G\,(I_1 - I_2)}{F_{\text{к}}\,\Delta t_{\text{ср. а}}}, \tag{6.8}$$

$\Delta t_{\text{ср. а}}$ — среднеарифметическая разность температур воздуха и раствора в *град*,

v — скорость движения воздуха в поперечном сечении камеры $F_{\text{к}}$ в *м/сек* (в экспериментах скорость воздуха изменялась в пределах от 0,1 до 1 *м/сек*)

Величину коэффициента отдачи явного тепла рекомендовано определять по уравнению

$$\alpha_{\text{я}} = 340\, v^{1,8}\, B_{\text{раств}}^{1,4} \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \tag{6.9}$$

Теплотехнический расчет осушительных форсуночных камер, работающих на растворе хлористого лития, производят в следующей последовательности.

1. Конечную температуру раствора в поддоне камеры принимают на 5—7° выше средней температуры охлаждающей воды

$$t_{\text{раств. к}} = t_{\text{ср. воды}} + (5 \div 7) \quad град. \tag{6.10}$$

2 Конечную температуру осушенного воздуха по сухому термометру полагают на 1—2° выше температуры раствора в поддоне

$$t_{c_2} = t_{\text{раств. к}} + (1 \div 2) \quad град. \tag{6.11}$$

3 Конечное парциальное давление водяного пара над поверхностью раствора принимают таким, чтобы оно на 1—2 *мм рт. ст.* было ниже парциального давления пара в воздухе. Далее по P—ε-диаграмме (см. рис. 6.5) находят начальную и конечную концентрации ε_1 и ε_2 хлористого лития, а по рис. 6.9 — конечную температуру осушенного воздуха по мокрому термометру. После этого на I—d-диаграмме строят линию процесса осушения воздуха раствором и вычисляют количество отводимого тепла и влаги.

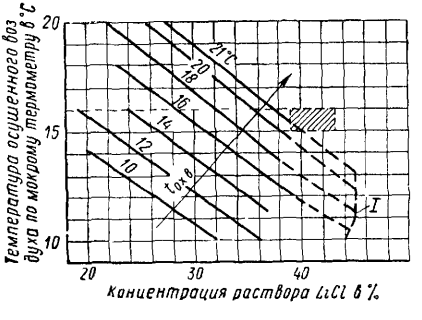


Рис. 6 9. Конечная температура воздуха по мокрому термометру в зависимости от концентрации хлористого лития и температуры воды, охлаждающей раствор, $t_{\text{ох.в}}$ (по И И. Чернобыльскому, О. А Кремневу и А. С. Чавдарову)

I — линия насыщения (ориентировочно)

4. Задаваясь величиной подогрева раствора, определяют его начальную температуру

$$t_{\text{раств. н}} = t_{\text{раств. к}} - \Delta t_{\text{раств}} \ \textit{град}. \tag{6.12}$$

5. Определяют расход раствора по уравнению

$$G_{\text{раств}} = \frac{Qz}{\Delta t_{\text{раств}} c_{\text{раств}}}, \tag{6.13}$$

где z — коэффициент для учета теплоты разбавления раствора, равный 1,05,
$c_{\text{раств}}$ — удельная теплоемкость раствора в *ккал/кг·град*, принимаемая по табл. 6.2.

6. Вычисляют коэффициент орошения $B_{\text{раств}}$ и коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{п}}$, а также определяют площадь поперечного сечения камеры

$$F_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{п}}}{\alpha_{\text{п}} \Delta t_{\text{ср. а}}} = \frac{G(I_1 - I_2)}{3600\, v^{1,8} B^{1,4} \Delta t_{\text{ср. а}}} \ м^2,$$

после чего подбирают камеру и производят расчеты всех теплообменников и регенератора[1].

К недостаткам форсуночных камер следует отнести забивание форсунок выпадающей из раствора солью и повышенный унос раствора через сепараторы.

Одним из важных достоинств пленочных камер является меньшая опасность срыва и уноса капель раствора. Работу этих камер изучали М. К. Теренецкая и Н. Н. Павлов[2]. Они установили, что коэффициенты тепло- и массоотдачи не зависят от концентрации раствора ($30\% \leqslant \varepsilon \leqslant 45\%$) и среднеарифметического температурного напора между средами [$2° \leqslant (\bar{t}_{\text{вод}} - \bar{t}_{\text{раств}}) \leqslant 15°$] и в исследованных пределах являются функцией скорости воздуха.

При этом были получены следующие зависимости, характеризующие тепло- и массообмен в пленочной камере с сетками из капрона:

$$\text{Nu}_{\text{т}} = 0{,}071\,\text{Re}^{0,64}; \tag{6.14}$$

$$\text{Nu}_{\text{д}} = 0{,}064\,\text{Re}^{0,64} \tag{6.15}$$

(при $2500 \leqslant \text{Re} \leqslant 8000$ и орошении рассолом с интенсивностью $160 \leqslant G_{\text{уд}} \leqslant 400$ *кг/м·ч*).

За определяющий размер авторы приняли эквивалентный диаметр щели между капроновыми сетками, а физические параметры отнесли к средней температуре пограничного слоя. Численные значения коэффициентов тепло- и массоотдачи, подсчитанные по формулам (6.14) и (6.15), приведены в табл. 6.3.

При решении практических задач возможны такие сочетания начальных и конечных параметров воздуха и раствора, при которых заданные конечные влагосодержание и относительная влажность воздуха недостижимы. В этих случаях конечное влагосодержание d_2 и конечное парциальное давление могут быть определены из совместного решения системы уравнений

$$G\frac{d_1 - d_2}{1000} = F\beta\left(\frac{p'_{\text{в}} + p''_{\text{в}}}{2} - \bar{p}_{\text{раств}}\right); \tag{6.16}$$

$$p''_{\text{в}} = \frac{B_{\text{б}}\, d_2}{622 + d_2}, \tag{6.17}$$

где $B_{\text{б}}$ — барометрическое давление в *мм рт. ст.*;
$\bar{p}_{\text{раств}}$ — среднеарифметическое давление водяных паров над раствором в *мм рт. ст.*

[1] Расчеты регенератора и теплообменников нами опущены. Рекомендуется пользоваться книгой Чернобыльского И. И., Кремнева О. А. и Чавдарова А. С. «Теплоиспользующие установки для кондиционирования воздуха». Изд. АН УССР, Киев, 1958.

[2] Стр. 122—126 написаны при участии инж. Н. Н. Павлова.

Значения коэффициентов тепло- и массоотдачи при обработке воздуха раствором хлористого лития в пленочно-контактной камере

Наименование	Величины α и β при скорости воздуха в живом сечении камеры в *м/сек*				
	2	3	4	5	6
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_я$ в *ккал/м²·ч·град*	9,5	14,5	19	22,8	25,5
Коэффициент массоотдачи β в *кг/м²*× ×*ч·мм рт. ст.*	0,0425	0,054	0,064	0,072	0,076

Примечание. Коэффициенты α подсчитаны при среднеарифметических перепадах температур воздуха и раствора, а коэффициенты β — при среднеарифметических перепадах парциальных давлений.

Регенерация раствора производится методом воздушной десорбции в аналогичной пленочно-контактной камере. Раствор предварительно подогревается в теплообменнике, питаемом низкотемпературной водой (порядка 80—70°С). Благодаря подогреву парциальное давление водяных паров над поверхностью раствора становится более высоким, чем парциальное давление паров в воздухе, вследствие этого ранее поглощенная влага выпаривается и концентрация хлористого лития восстанавливается.

Для расчета процесса десорбции могут быть использованы уравнения (6.14) и (6.15).

Через регенерационную камеру следует пропускать воздух, удаляемый из кондиционируемых помещений, ибо он в большинстве случаев более сухой, чем наружный воздух.

Восстановленный раствор, подаваемый в осушительную камеру, предварительно охлаждается в теплообменном аппарате, питаемом оборотной или водопроводной водой. Подогрев раствора при его контакте с внешним воздухом в пленочной осушительной камере авторы рекомендуют принимать равным $\Delta t_{раств} = 2°$. Тепловой и гидравлический расчеты теплообменников для подогрева и охлаждения раствора аналогичны расчетам водоподогревателей и, как общеизвестные, здесь не рассматриваются. Расчет увлажнительной камеры, работающей в изоэнтальпическом режиме, приведен в главе 5.

Рассмотрим пример расчета тепло- и массообмена в пленочных осушительной и регенерационной камерах.

Пример 6.1 (рис 6 10). В пленочной камере необходимо осушить 10 000 *кг/ч* воздуха, имеющего начальные параметры $t_{c_1} = 30°С$, $\varphi_1 = 50\%$, $d_1 = 13{,}5$ *г/кг*, $I_1 = 15{,}5$ *ккал/кг* и $P_1 = 16{,}2$ *мм рт. ст* до конечных параметров $t_{c_2} = 27°С$, $\varphi_1 = 30\%$, $d_2 = 6{,}8$ *г/кг*, $I_2 = 10{,}7$ *ккал/кг* и $P_2 = 8$ *мм рт. ст.* Начальная концентрация раствора хлористого лития $\varepsilon_1 = 43{,}4\%$, начальная и конечная температуры раствора соответственно 24 и 26°С, начальная и конечная температуры охлаждающей оборотной воды соответственно 26 и 24°С.

Определить величины поверхности контакта в камерах осушения и регенерации, требующееся количество хлористого лития, количество раствора и его конечные концентрации после осушения и регенерации.

Решение. Расчет камеры осушения. 1. Определяем количество отводимого в камере осушения явного, полного и скрытого тепла:

$$Q_я = G c_p (t_{c_1} - t_{c_2}) = 10\,000 \cdot 0{,}24 \ (30 - 27) = 7200 \ ккал/ч;$$

$$Q_п = G \ (I_1 - I_2) = 10\,000 \ (15{,}5 - 10{,}7) = 48\,000 \ ккал/ч;$$

$$Q_{скр} = Q_п - Q_я = 48\,000 - 7200 = 40\,800 \ ккал/ч.$$

2 Принимаем скорость воздуха в живом сечении камеры осушения равной 5 *м/сек* Тогда согласно табл 6 3 $\alpha_я = 22{,}8$ *ккал/м²·ч град* и $\beta = 0{,}072$ *кг/м² ч мм рт ст* По верхность неоходимая для отвода явного тепла, составит

$$F = \frac{1{,}15\ Q_я}{\alpha_я \Delta t_{ср\ а}} = \frac{1{,}15\ 7200}{22{,}8 \left(\frac{30+27}{2} - \frac{26+24}{2} \right)} = 105\ м^2$$

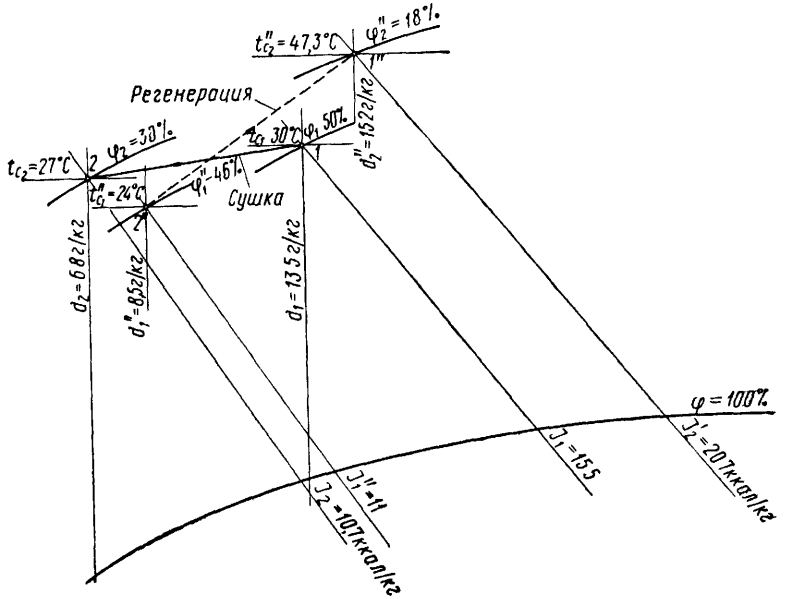


Рис 6 10 Схема процесса осушки воздуха раствором LiCl, построенная на $I-d$ диаграмме (к примеру 6 1)

3 Вычисляем скрытую теплоту испарения воды в воздух при его температуре 30°C

$$r \approx 595 - 0{,}55\ t = 595 - 0{,}55\ 30 \approx 580\ ккал/кг$$

4 Вычисляем требующийся средний перепад парциальных давлений исходя из того что поверхность теплообмена должна быть достаточна и для осуществления осушки воздуха

$$\Delta P_{ср\ а} = \overline{P}_в - \overline{P}_{раств} = \frac{Q_{кр}}{\beta r F} = \frac{40\,800}{0{,}072\ 580\ 105} = 9{,}5\ мм\ рт\ ст$$

5 Определяем требующееся среднее парциальное давление водяных паров над раствором

$$\overline{P}_{раств} = \overline{P}_в - \Delta P_{ср\ а} = \frac{16{,}2+8}{2} - 9{,}5 = 2{,}6\ мм\ рт\ ст$$

6 Находим по P—ε диаграмме (см рис 6 5) при

$$\overline{t}_р = \frac{24+26}{2} = 25°\,C,$$

что средняя концентрация раствора в осушительной камере должна быть 43,2%, а начальная и конечная — соответственно 43,4 и 43%

7 Находим количество раствора пользуясь уравнением теплового баланса между воздухом и раствором

$$G\ \Delta I = G_{раств}\ c_{раств}\ \Delta t_{раст}, \quad 10\,000\ \ (15{,}5 - 10{,}7) = G_{раств}\ 0{,}631\ 2.$$

Отсюда

$$G'_{раств} = \frac{10\,000\ (15{,}5 - 10{,}7)}{0{,}631\ 2} = 37\,200\ кг\ ч.$$

Вычисляем количество хлористого лития в растворе

$$G_{л} = G'_{раств}\ \varepsilon_1 = 37\,200 \cdot 0{,}434 \approx 16\,150\ кг/ч.$$

8 Находим конечное весовое количество раствора после поглощения им водяных паров из воздуха

$$G''_{раств} = G'_{раств} + w = G'_{раств} + G\ \frac{\Delta d}{1000} = 37\,200 +$$

$$+ 10\,000 \frac{(13{,}5 - 6{,}8)}{1000} = 37\,267\ кг/ч.$$

9. Уточняем величину конечной и средней концентраций хлористого лития

$$\varepsilon_2 = \frac{G_{л}}{G''_{раств}}\ 100 = \frac{16\,150}{37\,267}\ 100 = 43\%;$$

$$\varepsilon_{ср} = \frac{16\,150}{\frac{37\,200 + 37\,267}{2}}\ 100 = 43{,}2\%.$$

Далее производят определение числа и размеров пленконесущих поверхностей сеток, расстояния между ними и удельного расхода раствора на единицу длины сетки. При этом $G_{уд}$ не должно выходить за пределы действия формул (6.14) и (6.15).

На величину поверхности контакта рекомендуется вводить поправочный множитель 1,15—1,2, с помощью которого учитывают возможную неполноту смачивания поверхности раствором

Расчет камеры регенерации (см. рис. 6.10). Через камеру регенерации пропускаем отработанный осушенный воздух из помещения, имеющий начальные параметры $t'_{c_1} = 24°C$, $\varphi''_1 = 46\%$, $d''_1 = 8{,}5$ *г/кг*, $I''_1 = 11$ *ккал/кг* и $P''_1 = 8{,}6$ *мм рт. ст.* Количество воздуха по-прежнему равно $G = 10\,000$ *кг/ч*. В результате регенерации из раствора должны быть выпарены 67 *кг/ч* водяного пара, а концентрация раствора повышена на 43,4—43=0,4%.

1 Определяем конечное влагосодержание воздуха после камеры регенерации

$$d''_2 = d''_1 + \frac{w \cdot 1000}{G} = 8{,}5 + \frac{67 \cdot 1000}{10\,000} = 15{,}2\ г/кг.$$

Этому влагосодержанию, согласно *I—d*-диаграмме, соответствует парциальное давление водяных паров в воздухе $P''_2 = 18{,}2$ *мм рт. ст.*

2 Принимаем конечное парциальное давление водяного пара над поверхностью раствора равным

$$P''_{2раств} = P''_2 + 1{,}8 = 18{,}2 + 1{,}8 = 20\ мм\ рт.\ ст.$$

Этому давлению согласно *P*—ε-диаграмме при ε=43,4% соответствует раствор с температурой $t''_{2\ раств} = 56°C$.

3. Принимаем величину поверхности камеры регенерации равной поверхности камеры осушения, те же величины коэффициентов тепло- и массоотдачи ($\alpha_я = 22{,}8$ *ккал/м²·ч·град* и $\beta = 0{,}072$ *кг/м²·ч·мм рт. ст.*) и определяем начальное парциальное давление водяного пара над поверхностью раствора

$$G\left(\frac{d''_1 - d''_2}{1000}\right) = F\,\beta\left(\frac{P''_{1\ раств} + P''_{2\ раств}}{2} - \frac{P''_2 + P''_1}{2}\right),$$

$$10\,000 \frac{15{,}2 - 8{,}5}{1000} = 105 \cdot 0{,}072\left(\frac{20 + P''_{1\ раств}}{2} - \frac{18{,}2 + 8{,}6}{2}\right),$$

отсюда

$$P''_{1\ раств} = 24{,}5\ мм\ рт.\ ст.$$

Концентрации $\varepsilon_1 = 43\%$ и этому давлению, согласно *P*—ε-диаграмме (см. рис. 6.5), соответствует начальная температура раствора LiCl 60,5°C. Таким образом, после камеры осушения раствор для регенерации должен быть подогрет на 60,5—26=34,5°.

4 Вычисляем конечную температуру воздуха из уравнения теплового баланса по явному теплу

$$G c_p (t''_{c_2} - t''_{c_1}) = F \alpha_я \left(\frac{t_{1\ раств} + t_{2\ раств}}{2} - \frac{t_{c_1} + t''_{c_2}}{2} \right),$$

$$10\,000\ 0{,}24\ (t''_{c_2} - 24) = 105\ 22{,}8 \left(\frac{60{,}5 + 56}{2} - \frac{24 + t'_{c_2}}{2} \right),$$

отсюда

$$t''_{c_2} = 47{,}3°C.$$

При этой температуре и влагосодержании $d''_2 = 15{,}2$ *г/кг* остальные параметры воздуха будут

$$I_2 = 0{,}24\ t_{c_2} + (595 + 0{,}46\ t_{c_2})\ \frac{d_2}{1000} = 0{,}24\ 47{,}3 +$$

$$+ (595 + 0{,}46\ 47{,}3)\ \frac{15{,}2}{1000} = 20{,}7\ ккал/кг$$

По I—d диаграмме $\varphi'_2 = 18\%$

Н Н Павлов, произведя соответствующие расчеты, показал, что для ряда производств процесс осушения воздуха раствором хлористого лития с последующим изоэнтальпическим охлаждением циркулирующей водой при сопоставлении с процессом осушения при помощи холодильных машин приводит к снижению капитальных затрат на 20% и расходов электроэнергии на 45%.

2) ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА ПРИ ЕГО КОНТАКТЕ С РАСТВОРОМ ХЛОРИСТОГО КАЛЬЦИЯ

Раствор хлористого кальция обходится дешевле раствора хлористого лития, но уступает ему по физическим характеристикам В частности, при температуре 20°С парциальное давление водяного пара над насыщенным раствором хлористого кальция в два раза и более выше парциального давления водяного пара над раствором хлористого лития.

Исследование процесса нагрева и увлажнения воздуха в камере пленочного типа раствором хлористого кальция выполнили О А Кремнев, Н В Зозуля, М К Теренецкая, Б Н Процышин и А С Гормиз При этом были получены следующие критериальные зависимости

$$Nu_т = 0{,}078\ Re^{0{,}62}; \qquad (6.18)$$

$$Nu_д = 0{,}033\ Re^{0{,}62} \qquad (6\ 19)$$

(при $950 \leqslant Re \leqslant 2500$)

За определяющий размер был принят эквивалентный диаметр поперечного сечения прохода между пленконесущими поверхностями

Как и в случае обработки раствором хлористого лития, коэффициенты тепло- и массоотдачи в исследованных пределах оказались практически не зависящими от концентрации абсорбента ($24 \leqslant \varepsilon < \leqslant 40\%$)

Численные значения $\alpha_я$ и β приведены в табл. 6.4

Таблица 6.4

Численные значения коэффициентов тепло- и массоотдачи $\alpha_я$ и β при обработке воздуха раствором хлористого кальция ($\varepsilon = 33 \div 35\%$, $t_{раств} = 39 \div 40°C$)

Коэффициент	Величины коэффициентов $\alpha_я$ и β при скорости воздуха в живом сечении в *м/сек*							
	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
$\alpha_я$, *ккал/м²·ч град*	4,2	5,4	6,3	7,3	8	8,9	9,5	10
β, *кг/м² ч мм рт. ст.*	0,013	0,02	0,023	0,0275	0,03	0,032	0,033	0,034

Позднее М. К. Теренецкая, Т. К. Васильева и А. С. Гормиз, испытав полупромышленную установку в режиме нагрева и увлажнения воздуха раствором хлористого кальция, получили следующие уравнения:

$$Nu_т = 0{,}068\,Re; \qquad (6.20)$$

$$Nu_д = 0{,}049\,Re \qquad (6.21)$$

(при $500 < Re \leqslant 8000$).

Эти уравнения справедливы для скоростей воздуха в живом сечении камеры, достигающих 4,5—5 *м/сек*. Последовательность расчетов процессов осушения хлористым кальцием аналогична изложенной выше последовательности расчетов процессов осушения хлористым литием.

Для теплотехнических расчетов процессов обработки воздуха при распылении растворов в форсуночных камерах могут быть использованы и данные о коэффициентах эффективности теплообмена.

Ниже приведен числовой пример расчета процесса осушения воздуха в форсуночной камере при распылении раствора хлористого кальция.

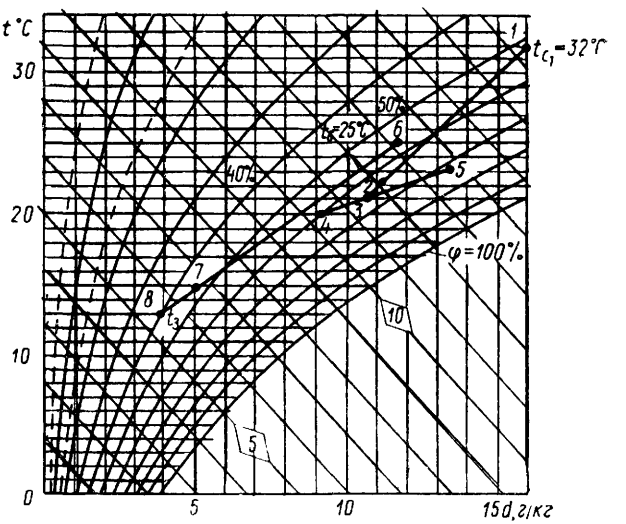


Рис. 6.11. Схема процесса осушки воздуха раствором $CaCl_2$, построенная на $I-d$-диаграмме (к примеру 6.2)

Пример 6.2 (рис. 6.11). Необходимо охладить и осушить в абсорбере 15 000 *кг/ч* воздуха с начальными параметрами $t_{c_1} = 32°C$; $I_1 = 17{,}3$ *ккал/кг* и $d_1 = 16$ *г/кг* до конечных параметров $t_{c_2} = 22°C$; $I_2 = 11{,}9$ *ккал/кг* и $d_2 = 11$ *г/кг*.

Решение. 1. Производим осушку и охлаждение воздуха в форсуночном абсорбере раствором хлористого кальция. Коэффициент эффективности влагообмена принимаем $E = 0{,}95$, тогда среднее влагосодержание воздуха у поверхности раствора

$$d_3 = d_1 - \frac{d_1 - d_2}{E} = 16 - \frac{16 - 11}{0{,}95} = 10{,}8 \text{ г/кг}.$$

2 Находим точку *3*, которая характеризуется температурой $t_{c_3} = 21{,}5°C$, продолжив прямую *1—2* на $I-d$-диаграмме до пересечения с $d_3 = 10{,}8$ *г/кг* Парциальное давление паров воды в этом воздухе равно приблизительно $P_3 = 10{,}8 \cdot 1{,}2 = 13$ *мм рт. ст.*

3. Находим по рис. 6.4 среднюю концентрацию раствора, соответствующую условиям t_{c_3} и P_3, которая равна 25%, а по табл. 6.1 теплоемкость раствора 0,7 *ккал/кг* × × *град* и удельный вес 1234,6 *кг/м³*.

4 Принимаем, что колебания концентрации раствора не должны превышать $\Delta\varepsilon=0{,}002$ Следовательно, согласно уравнению (6 5), в системе должно циркулировать раствора не менее

$$g_{\text{раств}} = 0{,}001 \cdot 15\,000\ (16-11)\frac{0{,}25-0{,}002}{0{,}002} \approx 9300\ кг/ч.$$

5 Определяем количество тепла, передаваемое раствору, за счет конденсации влаги и охлаждения воздуха

$$Q_{\text{п}} = 15000\ (17{,}3-11{,}9) = 81\,000\ ккал/ч;$$

тепло растворения, гидратации и разбавления 175 *ккал* на 1 *кг* влаги (см рис 6 6)

$$Q' = \frac{15\,000\ (16-11)}{1000}\ 175 = 13\,100\ ккал/ч;$$

всего 81 000+13 100=94 100 *ккал/ч*

6 Определяем разность температур раствора в процессе

$$\Delta t_{\text{раств}} = \frac{94\,100}{9300 \cdot 0{,}7} = 14{,}5°.$$

7 Принимаем, что нагрев раствора в осушителе составляет 3°, следовательно, количество циркулирующего раствора должно быть доведено до

$$G_{\text{раств}} = \frac{14{,}5}{3}\ 9300 = 45\,000\ кг/ч.$$

8 Определяем коэффициент орошения

$$B_{\text{раств}} = \frac{45\,000}{15\,000} = 3\ кг/кг$$

9 Начальная температура раствора $t_4=21{,}5-0{,}5\cdot 3=20°C$, а конечная $t_5=20+3=23°C$. При концентрации раствора 25% этим температурам (см рис 6 4) соответствуют парциальные давления паров над раствором соответственно 11 и 16 *мм рт. ст.* и влагосодержание воздуха $d_4=11 : 1{,}2=9{,}2$ *г/кг* и $d_5=16 : 1{,}2=13{,}3$ *г/кг*

10 Строим на *I—d*-диаграмме по найденным температурам и влагосодержаниям воздуха точки *4* и *5*, характеризующие начальное и конечное состояния воздуха, прилегающего к поверхности раствора.

3) ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА ПРИ ЕГО КОНТАКТЕ С ТВЕРДО-ЖИДКИМ ХЛОРИСТЫМ КАЛЬЦИЕМ

По мере обводнения твердый хлористый кальций превращается в раствор. Процесс осушения воздуха при его контакте с твердым хлористым кальцием, постепенно переходящим в раствор, протекает изоэнтальпически.

В. И. Сыщиков на основе экспериментального изучения созданных им воздухоосушительных установок с использованием хлористого кальция в твердо-жидком состоянии установил, что интенсивность влагопоглощения и конечная относительная влажность воздуха зависят от типа адсорбера и начальной температуры воздуха

Таблица 65

Значения *A* и *B* в формуле (6.22)

Тип адсорбера и способ его снаряжения	*A*	*B*
Вертикальный	45,7	—0,24
Горизонтальный, снаряженный вертикальными кассетами	57,65	—1,03
Горизонтальный, горизонтальные кассеты уложены открытой поверхностью вверх, поверхность твердого сорбента не покрыта слоем раствора	51,45	—0,595
То же, после покрытия поверхности слоем раствора	77,5	—1,16

$$\varphi_{\text{к}} = A + Bt_{\text{н}}\ \%, \qquad (6.22)$$

где A и B — свободный член и коэффициент (в табл 6 5)

Вычисление конечной концентрации раствора хлористого кальция производится по формуле

$$\varepsilon_{\text{к}} = C + Dt_{\text{н}}. \qquad (6.23)$$

Для горизонтальных кассет с поверхностью сорбента, обращенной вверх, $C=21{,}9$ и $D=0{,}77$,

а для всех остальных случаев расположения кассет $C=34{,}2$ и $D=0{,}36$.

Хлористый кальций с начальной концентрацией 60% поглощает водяные пары в количестве 100% от начального веса твердой соли как при низких положительных, так и при отрицательных температурах воздуха.

2. ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА АДСОРБЕНТАМИ

Адсорбенты поглощают водяной пар из воздуха вследствие того, что давление пара в порах адсорбента ниже парциального давления в осушаемом воздухе. В практике кондиционирования воздуха применяют силикагель, активированные окись алюминия, бокситы и древесный уголь.

Физическая характеристика некоторых адсорбентов приведена ниже

Физическая характеристика	Силикагель SiO_2	Окись алюминия Al_2O_3
Пористость в % объема	70	57
Удельный вес в *кг/м*³	600—700	830
Поглотительная способность в % к сухому весу	25—50	18—24

Эффективность сорбента зависит от температуры, влажности, скорости, давления осушаемого воздуха и толщины слоя поглотителя. Скорость набегающего потока воздуха следует принимать равной 0,3—0,5 *м/сек*, толщину слоя — не менее 50 *мм*, а количество силикагеля — 1 *кг* на 40 *м*³ осушаемого воздуха в 1 *ч*.

Схема процесса осушки воздуха адсорбентом на I—d-диаграмме представляется прямой $I_1=\text{const}$, направленной к оси ординат.

Адсорбенты обладают избирательной поглотительной способностью, например, силикагель преимущественно поглощает водяные пары, а активированный уголь — пары органических соединений.

Для реактивации адсорбент нагревают так, чтобы давление пара адсорбированной влаги стало выше парциального давления водяного пара в воздухе, пропускаемом через реактиватор. Охлажденный адсорбент после реактивации имеет в порах давление водяного пара ниже парциального давления пара в воздухе. Температура реактивации лежит в пределах от 75 до 300°С (для силикагеля обычно ее принимают 120°С).

Осушка воздуха твердыми веществами производится статическим или динамическим методами.

При статическом методе циркуляция воздуха происходит за счет естественной конвекции. В помещении размещаются отдельные порции адсорбента. Воздух помещения, непосредственно соприкасающийся с поверхностью адсорбента, осушается. Водяной пар из отдаленных слоев воздуха диффундирует и переносится конвекцией к поверхности адсорбента.

Динамическая осушка адсорбентами производится с помощью аппаратов двух видов: с непрерывно вращающимся поглощающим слоем (рис. 6.12) и с неподвижным слоем (рис. 6.13). В аппаратах первого типа около 75% адсорбента постоянно находится в потоке осушаемого воздуха и извлекает из него влагу, а около 25% адсорбента, проходя через поток горячего воздуха, отдает влагу и тем самым восстанавливает свою поглощающую способность. В аппаратах второго типа адсорбирующий материал неподвижен, одна его часть поглощает влагу, а другая в это время находится в процессе реактивации. Переключение с режима поглощения на режим реактивации производится систе-

мой автоматики. В аппаратах второго типа основной процесс осушки воздуха идет при постоянной скорости поглощения, которая затем резко падает.

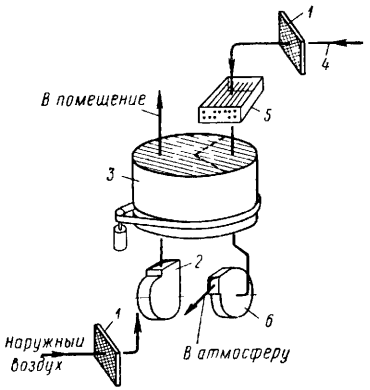


Рис 6 12. Схема воздухоосушителя с вращающимся ротором, загруженным адсорбентом

1 — воздушные фильтры, *2* — приточный вентилятор; *3* — вращающийся в горизонтальной или вертикальной плоскости барабаи, загруженный поглощающим материалом; *4* — канал для подачи воздуха на реактивацию; *5* — воздухоподогреватель; *6* — вентилятор, удаляющий горячий воздух после реактивации

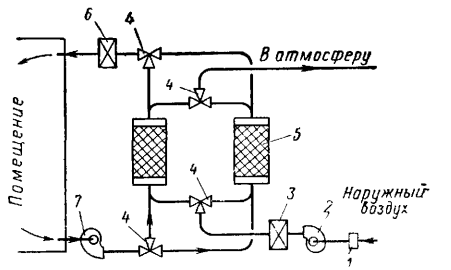


Рис. 6.13. Принципиальная схема воздухоосушителя с неподвижными слоями поглощающего материала и автоматическим переключением с режима адсорбции на режим реактивации

1 — воздушный фильтр; *2* — приточный вентилятор; *3* — воздухоподогреватель, *4* — трехходовые воздушные клапаны, *5* — слой поглощающего материала (силикагеля) *6* — воздухоохладитель; *7* — вытяжной вентилятор

Сопротивление слоя силикагеля толщиной δ в *мм* при скорости набегающего потока v в *м/сек* выражается формулой

$$h = 4\,\delta\,v^2 \quad кГ/м^2. \qquad (6\,23)$$

Адсорбция возможна вплоть до полного насыщения сорбента, но практически процесс заканчивают несколько раньше путем переключения работавшего ложа на реактивацию, а подготовленного ложа — на осушку.

При реактивации температура уходящего воздуха по сухому термометру сначала резко поднимается и потом держится на постоянном уровне, пока бо́льшая часть воды, содержащейся в материале, не испарится. Затем температура выходящего воздуха вновь резко повышается, что является сигналом окончания процесса реактивации.

Тепло адсорбции состоит из скрытой теплоты испарения и теплоты смачивания, освобождающейся при контакте жидкой и твердой поверхностей. При конденсации скрытое тепло преобразуется в явное. Тепло расходуется на нагрев слоя осушителя, уходит через стенки аппаратуры и уносится воздухом. Выходящий из осушителя воздух перед подачей в кондиционируемое помещение обычно охлаждается. В ряде случаев, например при осушке подвалов, повышенная температура воздуха не является помехой и мер к его охлаждению не принимают.

Изменение равновесного состояния водяного пара в силикагеле и в осушаемом воздухе в зависимости от температуры воздуха, равной температуре геля, и от парциального давления паров воды или температуры точки росы воздуха показано на рис. 6.14 и 6.15. Кривые на рис. 6.14 асимптотически приближаются к оси x при 5—6%-ном содержании влаги по отношению к сухому весу геля. Это количество влаги

следует оставлять в геле после реактивации, так как дальнейшее удаление влаги приводит к физическим изменениям силикагеля и снижению его адсорбционной способности.

Гели характеризуют «полезной концентрацией», означающей поглотительную способность (за исключением остаточного содержания влаги после реактивации).

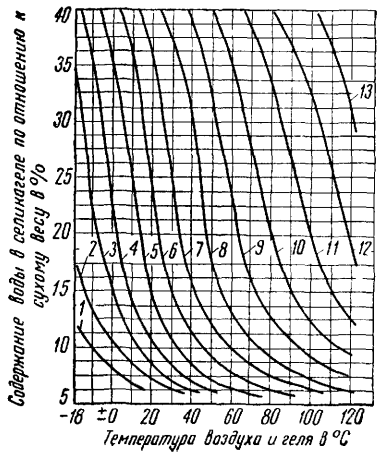


Рис. 6.14. Кривые равновесного состояния водяного пара в силикагеле с удельным весом 700 *кг/м*³

1 — при парциальном давлении водяного пара P=0,025 *мм рт. ст.* и температуре точки росы $t_{т.р}$=—51,1°С; *2* — при P = 0,17 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=—34,4°С; *3* — при P=0,56 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=—23,3°С; *4* — при P=1,6 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=—13,9°С; *5* — при P=3 *мм рт. ст* и $t_{т.р}$=—3,9°С; *6* — при P=6,3 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=5°С; *7* — при P=12,5 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=15°С; *8* — при P=25 *мм рт. ст* и $t_{т.р}$=26,7°С; *9* — при P=50 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=38,3°С; *10* — при P=100 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=51,7°С; *11* — при P=200 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=66,7°С; *12* — при P=400 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=82,2°С; *13* — при P=750 *мм рт. ст.* и $t_{т.р}$=100°С

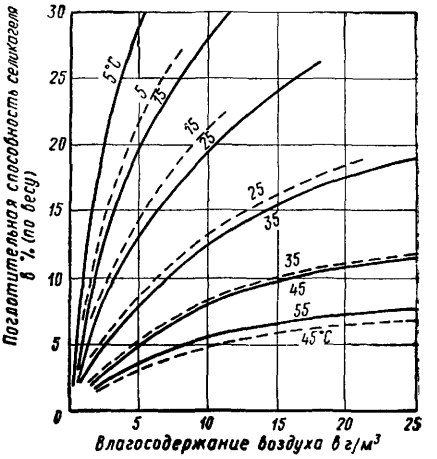


Рис. 6 15. Адсорбция влаги силикагелем (диаметр зерен 2—4 *мм*, толщина слоя 0,5 *м*, скорость воздуха 0,2 *м/сек*)

——— равномерная воздушная нагрузка;
— — — неравиомерная воздушная нагрузка

При постоянных температурах воздуха и геля количество адсорбированной влаги находится в прямой зависимости от температуры точки росы (влагосодержания) воздуха. Если температура точки росы воздуха близка к температуре по сухому термометру ($\varphi \approx 100\%$), то равновесное содержание воды в геле весьма близко к 40% от его сухого веса при одинаковых температурах воздуха и геля.

Количество влаги, поглощаемой адсорбентом, увеличивается при повышении начальной температуры точки росы воздуха. При постоянной температуре точки росы количество поглощенной влаги растет со снижением температуры и увеличением насыщения воздуха. Повышения производительности адсорбера можно достичь путем увеличения количества пропускаемого воздуха при одновременном повышении влажности на выходе из аппарата.

При высокой температуре осушенного воздуха и особенно когда после осушки необходимо получить низкую температуру точки росы, выгодно устанавливать охладитель для понижения температуры поступающего воздуха. С понижением температуры в адсорбере степень осушки воздуха существенно увеличивается. Иногда воздухоохладители встраивают непосредственно в ложе адсорбента.

Глава 7

ТЕПЛОВЛАЖНОСТНАЯ ОБРАБОТКА ВОЗДУХА В ПОВЕРХНОСТНЫХ РЕБРИСТЫХ ОХЛАДИТЕЛЯХ И ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

1. КОНСТРУКЦИИ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Наиболее распространены ребристотрубные поверхностные воздухоохладители, которые изготовляются со спирально навитыми ребрами из целой или разрезанной ленты или с пластинчатым оребрением

Область применения воздухоохладителей непосредственного испарения — местные и центральные кондиционеры сравнительно небольшой производительности Область применения воздухоохладителей, питаемых водой, — центральные кондиционеры большой производительности, местные кондиционеры и кондиционеры-доводчики Воздухоохладители, питаемые слабыми растворами хлористого кальция $CaCl_2$ или хлористого натрия NaCl, применяют в системах кондиционирования воздуха при температуре поверхности охладителей близкой к 0°С

Для защиты от коррозии со стороны влажного воздуха и для обеспечения тщательной очистки от внутренних загрязнений во время изготовления воздухоохладители непосредственного испарения фреона изготовляют из медных труб диаметром от 10×1 до 28×1,5 *мм* с насаженными на них латунными, медными или алюминиевыми ребрами с шагом от 2 до 9 *мм*

Конструктивно водорассольные воздухоохладители мало отличаются от воздушных трубчато-пластинчатых и трубчатых спирально навитых подогревателей — калориферов В СССР водовоздушные охладители изготовляют из стальных труб, оребренных стальной спирально навитой лентой или стальными пластинами Рассольные воздухоохладители обычно изготовляют из стальных труб диаметрами 24×2, 30×2,5, 38×2,5 *мм* со стальными ребрами

Поверхность стальных воздухоохладителей центральных кондиционеров составляет около 200 $м^2$ на 1 $м^3$ объема при весе около 5 $кГ/м^2$ Подвод и вывод холодоносителя осуществляют так, чтобы общее направление движения воды и воздуха было встречным

Для сбора и отвода конденсата под воздухоохладителями всегда устанавливают поддоны Последние необходимы даже при работе воздухоохладителей в режиме сухого охлаждения, для сбора конденсата, выпадающего в пусковой период и при отклонениях начальных параметров или количеств воздуха и холодоносителя от расчетных величин Воздухоохладители высотой более 2 *м* при работе в режиме охлаждения и осушения воздуха разделяют по вертикали, вводя в отдельные части самостоятельные поддоны При отсутствии поддонов нижние части чрезмерно заливаются конденсатом, что затрудняет тепло- и влагообмен, повышает аэродинамическое сопротивление и унос водяных капель

По данным А А Гоголина, при весовой скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя 5—6 $кг/м^2$ *сек* унос капель из воздухоох-

ладителя не наблюдается; начиная со скорости 8 *кг/м²·сек* унос капель становится интенсивным. Поэтому весовую скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя не следует принимать более 6 *кг/м²·сек*. Скорость воды и рассолов в трубках воздухоохладителя рекомендуется принимать 0,5—1,2 *м/сек*.

Для беспрепятственного стока выпадающего из воздуха конденсата ребра воздухоохладителя должны располагаться в вертикальной плоскости, а несущие ребра трубы — в горизонтальной.

2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Воздухоохладители могут работать в режимах: 1) сухого охлаждения, которое характерно для местных и зональных охладителей, подоконных вентиляторных и эжекционных доводчиков; 2) одновременного охлаждения и осушения воздуха, которое обычно наблюдается в автономных, местных и центральных кондиционерах; 3) охлаждения и осушения при орошении воздуха и поверхности охладителей циркулирующей водой, распыляемой форсунками; 4) охлаждения и осушения при выпадении инея (воздухоохладители, питаемые рассолами и хладагентами).

При определенных сочетаниях количеств и состояний воздуха и хладоносителя возможно, что в передней по ходу воздуха части неорошаемого охладителя осуществляется отдача воздухом одного явного тепла, а в задней — совместная отдача тепла и влаги. В равномерно орошаемом воздухоохладителе такое явление исключается и по всей поверхности происходит отдача тепла и влаги от воздуха.

Орошение воздуха и охладителя производится через форсунки диаметром 4—5 *мм* при давлении воды около 1,5 *ати*. При этом коэффициент орошения равен 0,7—1. Орошение такими сравнительно небольшими количествами распыляемой циркулирующей воды позволяет осуществлять очистку воздуха и теплообменной поверхности от пыли, частично удалять из воздуха неприятные запахи, а также интенсифицировать тепло- и влагообмен. Кроме того, при орошении возможна организация регулирования относительной влажности воздуха в помещениях, например по методу точки росы. Орошение поверхностных теплообменников открывает возможность осуществления всех процессов обработки воздуха, которые до этого считались выполнимыми только в форсуночных камерах. Иными словами, орошаемые теплообменники, так же как и камеры, в теплотехническом отношении универсальны. Однако данных о практике использования орошаемых теплообменников в качестве аппаратов для нагрева и увлажнения воздуха в данное время недостаточно.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОВЕРХНОСТНЫХ РЕБРИСТЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Тепловые расчеты воздухоохладителей основываются на экспериментальных данных о тепло- и влагообмене. Метод расчета во многом определяется характером формул, описывающих результаты опытов.

В НИИ санитарной техники выполнены эксперименты с питаемыми холодной водой ребристыми воздухоохладителями, работавшими последовательно на режимах: 1) сухого охлаждения; 2) охлаждения и осушения; 3) охлаждения и осушения при орошении поверхности распыляемой водой. Главная задача исследований состояла в установлении характера передачи тепла и влаги, а также в обосновании основных положений методики теплового и аэродинамического расчетов поверхностных воздухоохладителей.

Испытывали стальные оцинкованные четырех-, шести- и восьмирядный воздухоохладители из расположенных в коридорном порядке труб ($d_н = 22$ *мм* и $d_{вн} = 18$ *мм*) со спирально навитым гофрированным ленточным оребрением (высота $h = 10$ *мм*, толщина с оцинковкой $\delta = 0{,}7$ *мм*, шаг навивки $\tau_р = 4{,}4$ *мм*). Кроме того, проведены контрольные опыты на медном четырехрядном воздухоохладителе из труб с накатанным спирально-винтовым оребрением.

Указанные опыты показали, что коэффициенты теплопередачи в *ккал/м²·ч·град* описываются уравнениями:

в режиме сухого охлаждения

$$k_я = \frac{Q_я}{F_н \Delta t_{ср.\,л}} = A_1 (v\gamma)^{m_1} \omega^{n_1}; \qquad (7.1)$$

в режимах охлаждения и одновременного осушения воздуха, при орошении поверхности и без него

$$k_я = A_2 (v\gamma)^{m_2} \omega^{n_2} \overline{T}_0^{+p_1}; \qquad (7.2)$$

$$k_п = \frac{Q_п}{F_н \Delta t_{ср\ л}} = A_3 (v\gamma)^{m_3} \omega^{n_3} \overline{T}_0^{-p_2} \qquad (7.3)$$

Здесь $(v\gamma)$ — весовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя в *кг/м²·сек*,

$\overline{T}_0 = \dfrac{t_{с_1} - t_{м_1}}{t_{с_1} - t_{вн}}$ — температурный параметр,

ω — скорость воды в трубках воздухоохладителя в *м/сек*

Сопротивление воздухоохладителя выражается формулой

$$\Delta h = M (v\gamma)^r z_{тр} \ кГ/м^2, \qquad (7.4)$$

где $z_{тр}$ — число рядов труб по ходу воздуха

Формулы для определения средних приведенных коэффициентов теплоотдачи $\alpha_н^*$, теплопередачи $k_я$ и $k_п$ и сопротивлений проходу воздуха Δh, полученные при обработке материалов исследований стальных воздухоохладителей, приведены в табл. 7.1 и 7.2.

Испытаниями установлено, что значения коэффициентов явной теплопередачи $k_я$ и средние приведенные значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_н$ при охлаждении воздуха без изменения его влагосодержания при всех прочих равных условиях практически одинаковы со значениями коэффициентов явной теплопередачи и теплоотдачи при охлаждении и одновременном осушении воздуха.

Значения коэффициентов явной и полной теплопередачи при охлаждении и осушении воздуха в орошаемом воздухоохладителе выше, чем значения коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи у того же воздухоохладителя, работающего в одинаковых условиях, но без орошения поверхности циркулирующей водой. Это объясняется тем, что при распылении орошающей воды форсунками создается дополнительная поверхность теплообмена, не учитываемая при определении коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи и, кроме того, увеличивается скорость движения пленки конденсата по поверхности Относительное повышение теплопередачи зависит от числа рядов труб в воздухоохладителе $z_{тр}$, скорости движения воздуха и холодоносителя. Чем больше число рядов труб, тем меньше увеличивается значение коэффициента теплопередачи. Это объясняется тем, что по отношению к большей по-

---

* Эти коэффициенты включают в себя коэффициент эффективности ребристой поверхности. Они вычислены по формуле

$$\alpha_н = \alpha'_н \ k_э = \frac{k_я \alpha_{вн}}{\alpha_{вн} - k_{ор} k_я} \ ккал/м^2 \cdot ч \ град$$

верхности роль дополнительной поверхности, создаваемой форсуночными факелами, снижается.

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителей, работающих в режиме охлаждения с одновременным осушением воздуха, примерно на 50% выше, чем у этих же воздухоохладителей, но работающих в режиме сухого охлаждения. Рост сопротивления объясняется тем, что выпадающая на оребрении влага стесняет проход воздуха. При орошении поверхности сопротивление еще больше возрастает, ориентировочно следует считать, что это сопротивление возрастает на 80—100%.

Таблица 71

Уравнения для определения средних приведенных коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи воздухоохладителей

Режим работы воздухоохладителя	Воздухоохладители с числом рядов труб по ходу воздуха	
	$z_{тр} = 4$	$z_{тр} = 8$
Сухое охлаждение воздуха	$\alpha_н = 7{,}68\,(v\gamma)^{0{,}49}\,\omega^{0{,}12}$; $k_я = 8{,}36\,(v\gamma)^{0{,}44}\,\omega^{0{,}18}$	$\alpha_н = 7{,}7\,(v\gamma)^{0{,}65}\,\omega^{0{,}05}$; $k_я = 8{,}4\,(v\gamma)^{0{,}57}\,\omega^{0{,}13}$
Охлаждение и осушение воздуха без орошения поверхности воздухоохладителя	$\alpha_н = 8{,}97\,(v\gamma)^{0{,}56}\,\omega^{0{,}15}\,\overline{T}_0^{0{,}14}$; $k_я = 9{,}5\,(v\gamma)^{0{,}56}\,\omega^{0{,}2}\,\overline{T}_0^{0{,}25}$; $k_п = 8{,}82\,(v\gamma)^{0{,}29}\,\omega^{0{,}22}\,\overline{T}_0^{-0{,}6}$	$\alpha_н = 9{,}1\,(v\gamma)^{0{,}61}\,\omega^{0{,}1}\,\overline{T}_0^{0{,}24}$; $k_я = 10{,}8\,(v\gamma)^{0{,}54}\,\omega^{0{,}21}\,\overline{T}_0^{0{,}29}$; $k_п = 12{,}8\,(v\gamma)^{0{,}35}\,\omega^{0{,}25}\,\overline{T}_0^{-0{,}38}$
Охлаждение и осушение воздуха при орошении поверхности воздухоохладителя распыляемой циркулирующей водой	$\alpha_н = 22\,(v\gamma)^{0{,}61}\,\omega^{0{,}042}\,\overline{T}_0^{0{,}55}$; $k_я = 22{,}4\,(v\gamma)^{0{,}51}\,\omega^{0{,}12}\,\overline{T}_0^{0{,}55}$; $k_п = 17{,}87\,(v\gamma)^{0{,}23}\,\omega^{0{,}37}\,\overline{T}_0^{-0{,}51}$	$\alpha_н = 12\,(v\gamma)^{0{,}7}\,\omega^{0{,}12}\,\overline{T}_0^{0{,}39}$; $k_я = 12{,}2\,(v\gamma)^{0{,}61}\,\omega^{0{,}2}\,\overline{T}_0^{0{,}38}$; $k_п = 13{,}8\,(v\gamma)^{0{,}41}\,\omega^{0{,}27}\,\overline{T}_0^{-0{,}38}$

Примечание Уравнения справедливы при изменении ω от 0,385 до 1,15 и $\overline{T}_0$ от 0,3 до 0,6

Таблица 72

Уравнения для определения аэродинамического сопротивления ребристых воздухоохладителей

Режим работы воздухоохладителя	Стальные воздухоохладители	
	шестирядный	восьмирядный
Сухое охлаждение воздуха	$\Delta h = 0{,}15\,(v\gamma)^{2{,}02}$	$\Delta h = 0{,}32\,(v\gamma)^{1{,}73}$
Охлаждение с выпадением влаги	$\Delta h = 0{,}25\,(v\gamma)^{1{,}82}$	$\Delta h = 0{,}91\,(v\gamma)^{1{,}37}$

Сопротивление проходу воды в воздухоохладителях (впредь до проведения специальных испытаний) можно определять расчетным путем по элементам или находить по формуле Л. Ф. Краснощекова

$$H = 26{,}85\,\frac{n\,m_{ход}^{0{,}8}\,W^{1{,}85}}{d_{вн}^{4}}\;10^{6}\;кГ/м^2, \qquad (7.5)$$

где n — количество последовательно соединяемых по холодоносителю элементов калориферной или воздухоохладительной установки;
W — расход холодоносителя в $м^3/ч$;
$d_{вн}$ — внутренний диаметр присоединительного патрубка элемента в $мм$,
$m_{ход}$ — число ходов холодоносителя в элементе

При пропуске рассолов в формулу (7.5) необходимо вводить поправку, соответствующую отношению удельных весов и вязкости рассола и воды. Располагаемое давление должно на 10—15% превышать расчетные потери.

4. ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Расчет поверхностных воздухоохладителей обычно состоит в определении величины их необходимой поверхности, числа рядов по ходу воздуха и аэродинамического сопротивления. Начальные и конечные параметры воздуха находятся в результате предварительного построения процессов обработки воздуха по I—d-диаграмме и расчета процессов кондиционирования воздуха с учетом необходимости поддержания заданного состояния воздуха в помещениях.

При выполнении проверочных расчетов известны поверхность охладителя, число рядов и начальные параметры воздуха и холодоносителя, а искомыми являются конечные параметры воздуха и холодоносителя после воздухоохладителя.

Наиболее простыми являются способы расчета, в которых используются коэффициенты либо полной теплопередачи, либо теплоотдачи со стороны воздуха в сочетании с коэффициентом увеличения теплообмена за счет массообмена ξ*.

Для расчета следует пользоваться экспериментальными значениями коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи или эффективности теплообмена, установленными при испытаниях воздухоохладителя заданной конструкции в соответствующем режиме работы. Однако такие материалы, особенно по орошаемым воздухоохладителям, отсутствуют, за исключением приведенных выше данных (см. табл. 7.1). Вместе с тем имеется большое количество материалов опытов, представленных в виде зависимостей для коэффициентов $\alpha_н$ и $k_я$ в режиме сухого охлаждения или нагрева. Учитывая установленный факт практического равенства коэффициентов явной теплопередачи и явной теплоотдачи в режимах сухого охлаждения и охлаждения с одновременным осушением, можно впредь до уточнения для расчета орошаемых охладителей других конструктивных исполнений использовать полученные в НИИ санитарной техники данные и рекомендуемый далее прием (см. стр. 140).

С этой целью в табл. 7.3—7.5 приведены соотношения между коэффициентами теплопередачи и теплоотдачи орошаемых и неорошаемых водорассольных стальных спирально навитых воздухоохладителей с четырьмя и восьмью рядами труб по ходу воздуха. Коэффициенты, указанные в табл. 7.3—7.5, могут быть использованы в первом приближении в качестве поправочных множителей при расчетах воздухоохладителей, для которых известны только значения коэффициентов теплоотдачи или теплопередачи в режимах сухого охлаждения воздуха или охлаждения и одновременного осушения без орошения поверхности. Поправочные множители для пяти-, шести- и семирядных воздухоохладителей могут вычисляться путем линейной интерполяции данных табл. 7.3—7.5.

Расчет воздухоохладителей новой конструкции имеет ту особенность, что живое сечение их для прохода воздуха неизвестно, поэтому при заданных количествах охлаждаемого воздуха и его начальных и конечных параметрах приходится находить как требующуюся весовую скорость, так и глубину теплообменников по ходу воздуха (число рядов труб $z_{тр}$).

---

* Этот коэффициент часто называют коэффициентом влаговыпадения.

Таблица 73

Относительные величины коэффициентов $\bar{\alpha}_н$, $\bar{k}_я$ и $\bar{k}_п$ для орошаемых воздухоохладителей, работающих в режиме охлаждения и одновременного осушения воздуха (при скорости воды $\omega=0{,}6$ *м/сек*)

Весовая скорость воздуха γ в *кг/м² сек*	Относительные коэффициенты	Воздухоохладители									
		четырехрядный					восьмирядный				
		Величины $\bar{T}_0$									
		0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
3	$\bar{\alpha}_н$	1,68	1,79	1,89	1,99	2,07	1,2	1,23	1,26	1,28	1,3
	$\bar{k}_я$	1,61	1,69	1,76	1,82	1,88	1,1	1,11	1,13	1,14	1,15
	$\bar{k}_п$	1,58	1,6	1,62	1,64	1,65			1,14		
4	$\bar{\alpha}_н$	1,7	1,81	1,92	2,02	2,1	1,23	1,26	1,29	1,31	1,33
	$\bar{k}_я$	1,59	1,67	1,74	1,8	1,86	1,12	1,14	1,15	1,16	1,17
	$\bar{k}_п$	1,55	1,57	1,59	1,61	1,63			1,16		
5	$\bar{\alpha}_н$	1,72	1,84	1,94	2,04	2,13	1,26	1,29	1,31	1,34	1,36
	$\bar{k}_я$	1,57	1,65	1,72	1,78	1,84	1,14	1,15	1,17	1,18	1,19
	$\bar{k}_п$	1,53	1,55	1,57	1,59	1,6			1,18		
6	$\bar{\alpha}_н$	1,74	1,85	1,96	2,05	2,15	1,29	1,31	1,34	1,36	1,39
	$\bar{k}_я$	1,56	1,63	1,7	1,76	1,82	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21
	$\bar{k}_п$	1,51	1,54	1,55	1,57	1,59			1,19		
7	$\bar{\alpha}_н$	1,76	1,87	1,98	2,08	2,17	1,3	1,33	1,36	1,38	1,41
	$\bar{k}_я$	1,55	1,62	1,69	1,75	1,81	1,16	1,18	1,19	1,21	1,22
	$\bar{k}_п$	1,5	1,52	1,54	1,56	1,57			1,2		

Таблица 74

Относительные величины коэффициентов $\bar{\alpha}_н$, $\bar{k}_я$ и $\bar{k}_п$ для орошаемых воздухоохладителей, работающих в режиме охлаждения и одновременного осушения воздуха (при скорости воды $\omega=0{,}8$ *м/сек*)

Весовая скорость воздуха $v\gamma$ в *кг/м². сек*	Относительные коэффициенты	Воздухоохладители									
		четырехрядный					восьмирядный				
		Величины $\bar{T}_0$									
		0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
3	$\bar{\alpha}_н$	1,63	1,73	1,83	1,92	2,01	1,21	1,24	1,26	1,29	1,31
	$\bar{k}_я$	1,58	1,65	1,72	1,78	1,84	1,1	1,11	1,13	1,14	1,15
	$\bar{k}_п$	1,64	1,66	1,68	1,7	1,72			1,15		
4	$\bar{\alpha}_н$	1,65	1,75	1,86	1,95	2,04	1,24	1,27	1,3	1,32	1,34
	$\bar{k}_я$	1,56	1,63	1,7	1,76	1,82	1,12	1,14	1,15	1,16	1,17
	$\bar{k}_п$	1,61	1,64	1,66	1,67	1,69			1,17		

Продолжение табл 74

Весовая скорость воздуха $v\gamma$ в *кг/м² сек*	Относительные коэффициенты	Воздухоохладители									
		четырехрядный					восьмирядный				
		Величины $\overline{T}_0$									
		0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
5	$\overline{\alpha}_н$	1,67	1,78	1,88	1,97	2,06	1,27	1,3	1,32	1,35	1,37
	$\overline{k}_я$	1,54	1,61	1,68	1,74	1,80	1,14	1,15	1,17	1,18	1,19
	$\overline{k}_п$	1,59	1,61	1,63	1,65	1,67			1,18		
6	$\overline{\alpha}_н$	1,69	1,8	1,9	1,99	2,08	1,29	1,32	1,35	1,37	1,39
	$\overline{k}_я$	1,52	1,59	1,66	1,72	1,79	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21
	$\overline{k}_п$	1,57	1,6	1,61	1,63	1,65			1,2		
7	$\overline{\alpha}_н$	1,7	1,81	1,92	2,01	2,1	1,31	1,34	1,37	1,39	1,41
	$\overline{k}_я$	1,51	1,59	1,65	1,71	1,77	1,16	1,18	1,19	1,21	1,22
	$\overline{k}_п$	1,56	1,58	1,6	1,62	1,63			1,21		

Таблица 75

Относительные величины коэффициентов $\overline{\alpha}_н$, $\overline{k}_я$ и $\overline{k}_п$ для орошаемых воздухоохладителей, работающих в режиме охлаждения и одновременного осушения воздуха (при скорости воды $\omega=1$ *м/сек*)

Весовая скорость воздуха $v\gamma$ в *кг/м² сек*	Относительные коэффициенты	Воздухоохладители									
		четырехрядный					восьмирядный				
		Величины $\overline{T}_0$									
		0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
3	$\overline{\alpha}_н$	1,6	1,69	1,79	1,88	1,96	1,22	1,25	1,27	1,29	1,32
	$\overline{k}_я$	1,55	1,62	1,69	1,75	1,81	1,1	1,11	1,13	1,14	1,15
	$\overline{k}_п$	1,7	1,72	1,74	1,76	1,78			1,15		
4	$\overline{\alpha}_н$	1,61	1,71	1,82	1,91	1,99	1,25	1,28	1,3	1,33	1,35
	$\overline{k}_я$	1,53	1,6	1,67	1,72	1,78	1,12	1,14	1,15	1,16	1,17
	$\overline{k}_п$	1,67	1,69	1,71	1,74	1,75			1,17		
5	$\overline{\alpha}_н$	1,63	1,74	1,84	1,93	2,01	1,28	1,31	1,33	1,35	1,38
	$\overline{k}_я$	1,51	1,58	1,65	1,71	1,76	1,14	1,15	1,17	1,18	1,19
	$\overline{k}_п$	1,65	1,67	1,69	1,71	1,73			1,19		
6	$\overline{\alpha}_н$	1,65	1,75	1,85	1,95	2,03	1,3	1,33	1,35	1,38	1,4
	$\overline{k}_я$	1,5	1,57	1,63	1,69	1,75	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21
	$\overline{k}_п$	1,63	1,65	1,67	1,69	1,71			1,2		
7	$\overline{\alpha}_н$	1,66	1,77	1,87	1,96	2,05	1,32	1,35	1,37	1,4	1,42
	$\overline{k}_я$	1,49	1,56	1,62	1,68	1,73	1,16	1,18	1,19	1,21	1,22
	$\overline{k}_п$	1,61	1,64	1,66	1,68	1,69			1,21		

На основании экспериментов, выполненных в НИИ санитарной техники, при расчете поверхностных воздухоохладителей, работающих с выпадением влаги, необходимо следить за тем, чтобы перепад между температурой точки росы воздуха в его конечном состоянии и конечной температурой воды ($t_{р_2} - t_{в.к}$) сохранялся для перекрестно-противоточного воздухоохладителя в пределах 0,7—1,5°.

1) РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЗАВИСИМОСТЕЙ, УСТАНОВЛЕННЫХ ДЛЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ $k_я$ И $k_п$

Определение величины поверхности воздухоохладителя с использованием экспериментально установленных коэффициентов теплопередачи производится точно так же, как и определение поверхности воздухоподогревателя. При этом возможно применение следующих двух методов.

I метод расчета

А. Расчет воздухоохладителя, работающего в режиме охлаждения воздуха без изменения его влагосодержания (сухое охлаждение), состоит из следующих операций.

1. Вычисляют весовую скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя, пользуясь заданными температурными перепадами по воздуху и холодоносителю, а также конструктивными характеристиками воздухоохладителя

$$v\gamma = \left(\frac{A_1 \beta_р z_{тр}}{864}\right)^{\frac{1}{1-m_1-n_1}} \left(\frac{\Delta t_с}{\Delta t_{ср.л}}\right)^{\frac{1}{1-m_1-n_1}} \left(\frac{\Delta t_с}{\Delta t_в}\right)^{\frac{n_1}{1-m_1-n_1}} \times$$

$$\times (0{,}00024\,\delta)^{\frac{n_1}{1-m_1-n_1}} \ кг/м^2 \cdot сек. \qquad (7.6)$$

2. Определяют удельное часовое количество воздуха, охлаждаемого 1 $м^2$ воздухоохладителя,

$$g = \frac{v\gamma\ 3600}{\beta_р\ z_{тр}} \ кг/м^2 \cdot ч. \qquad (7.7)$$

3. Находят величину требующейся поверхности воздухоохладителя

$$F_н = \frac{G}{g} \ м^2. \qquad (7.8)$$

Б. Расчет воздухоохладителя, работающего в режиме охлаждения и одновременного осушения воздуха с орошением или без орошения поверхности, состоит из определения весовой скорости воздуха по уравнению:

$$(v\gamma) = \left(\frac{A\beta_р z_{тр}}{3600}\right)^{\frac{1}{1-m-n}} (0{,}001\,\delta)^{\frac{n}{1-m-n}} (I_1 - I_2)^{\frac{n-1}{1-m-n}} (t_{в\ к} - t_{в.н})^{-\frac{n}{1-m-n}} \times$$

$$\times \Delta t_{ср.л}^{\frac{1}{1-m-n}} \overline{T}_0^{\frac{p}{1-m-n}} \ кг/м^2 \cdot сек. \qquad (7.9)$$

После этого выполняются те же операции расчета, что и в п. А.

В приведенных формулах дополнительные обозначения следующие

$\Delta t_с = t_{с_1} - t_{с_2}$ — разность температур воздуха по сухому термометру в *град*,

$\Delta t_в = t_{в.к} - t_{в.н}$ — разность температур по холодоносителю в *град*;

I_1 и I_2 — начальная и конечная энтальпия воздуха в *ккал/кг*;

$\beta_р = F_р/f_ж$ — коэффициент глубины одиночной ребристой трубы или ряда,

$\beta = \beta_р\ z_{тр}$ — коэффициент глубины воздухоохладителя,

$\delta = f_ж/\psi_ж$ — конструктивная характеристика воздухоохладителя,
$F_р$ — поверхность одного ряда труб в $м^2$,
$z_{тр}$ — число рядов труб,
$F_н = F_р\, z_{тр}$ — поверхность воздухоохладителя в $м^2$,
$\psi_ж$ и $f_ж$ — живое сечение для прохода соответственно холодоносителя и воздуха в $м^2$.

В. Расчет орошаемых воздухоохладителей, когда отсутствуют данные прямых экспериментов, но имеются формулы для коэффициентов теплопередачи неорошаемых воздухоохладителей, ведется в иной последовательности.

1. Задаются числом рядов $z_{тр}$, а также значениями $v\gamma$ и ω.

2. Вводят поправку к свободному члену формулы коэффициента теплопередачи для неорошаемого воздухоохладителя согласно данным табл. 7.3—7.5.

3. Проверяют правильность ранее принятого числа рядов воздухоохладителя по формуле

$$z_{тр} = (v\gamma)^{1-m-n} \left(\frac{\beta_р A}{3600}\right)^{-1} (0{,}001\,\delta)^{-n}\ (I_1 - I_2)^{1-n} \times$$

$$\times\, (t_{в\ к} - t_{в\ н})^{n}\ \Delta t_{ср\ л}^{-1}\ \overline{T}_0^{-p} \qquad (7.10)$$

4 Находят коэффициент глубины воздухоохладителя:

$$\beta = \beta_р\, z_{тр}. \qquad (7.11)$$

5. Определяют удельное количество воздуха, охлаждаемого 1 $м^2$ охладителя, по формуле (7.7) и далее находят величину поверхности воздухоохладителя по формуле (7.8).

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя, работающего в режиме сухого охлаждения, находят по формуле (7.4) и табл. 7.2. При работе воздухоохладителя в режиме охлаждения и осушения в формулу (7.4) вводится множитель 1,5, а при работе воздухоохладителя с орошением поверхности — множитель 1,8—2

II метод расчета

В обобщенном виде расчет воздухоохладителей, работающих в режиме одновременного охлаждения и осушения воздуха, при наличии всех конструктивных данных производится при пользовании коэффициентами $k_я$ и $k_п$ по следующим формулам:

$$F_н = \frac{G\,(I_1 - I_2)}{p\,\Delta t_{ср.\ л}} = \frac{G\,(I_1 - I_2)\,[\alpha_{вн} - k_{ор}\,k_я\,(1 - \alpha_н\,\xi)]}{p\,k_я\,\alpha_{вн}\,\xi\,\Delta t_{ср\ л}}\ м^2; \qquad (7.12)$$

$$\frac{\dfrac{\alpha_{вн} - k_{ор}\,k_я}{k_я\,\alpha_н\,\alpha_{вн}\,\xi} + \dfrac{k_{ор}}{\alpha_{вн}}}{}$$

$$F_н = \frac{G\,(I_1 - I_2)}{p\,k_п\,\Delta t_{ср.\ л}}\ м^2. \qquad (7\ 13)$$

Величина множителя p* принимается по рис. 7.1.

При отсутствии опытных данных о коэффициентах теплопередачи ребристых воздухоохладителей, работающих в режиме сухого охлаждения воздуха, можно в первом приближении принимать их равными

---

* Множитель p, с помощью которого учитывается отличие перекрестно-противоточного движения теплообменивающихся сред от противоточного, вводится в тех случаях, когда экспериментальные коэффициенты теплопередачи $k_я$ и $k_п$ вычислялись по формуле

$$k = \frac{Q}{p\,F_н\,\Delta t_{ср\ л}}\ ккал/м^2\ ч\ град$$

коэффициентам теплопередачи воздухоохладителей, работающих в режиме сухого нагрева с поправочным множителем 0,9 на изменение направления теплового потока.

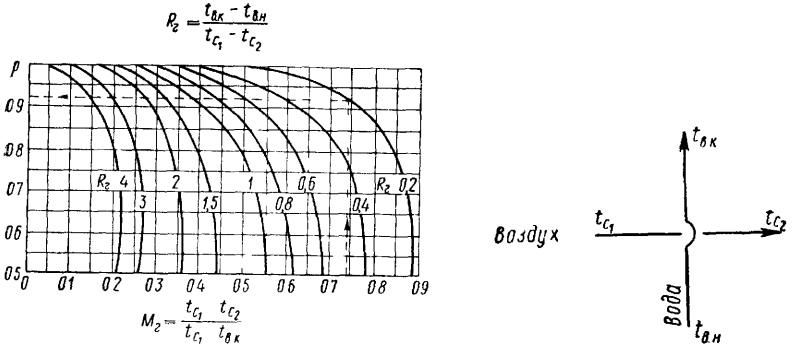


Рис 7 1 График для определения поправочного множителя p к среднелогарифмической разности температур при перекрестном токе воздуха и воды

Ниже приведены числовые примеры расчетов с использованием уравнения (7.13).

Пример 7.1 (рис. 7 2) Требуется охладить 15 000 *кг/ч* воздуха, имеющего параметры $t_{c_1}=30°C$, $\varphi_1=50\%$, $I_1=15{,}5$ *ккал/кг*, $d_1=13\,6$ *г/кг* $t_{р_1}=18\,5°C$ и $t_{м_1}=21{,}9°C$ по параметров $t_{c_2}=15°C$, $\varphi_2=95\%$, $I_2=9\,8$ *ккал/кг*, $d_2=10{,}3$ *г/кг*, $t_{м_2}=14{,}5°C$ Холодоноситель вода

Определить величину поверхности охладителя, начальную и конечную температуру холодной воды и ее количество

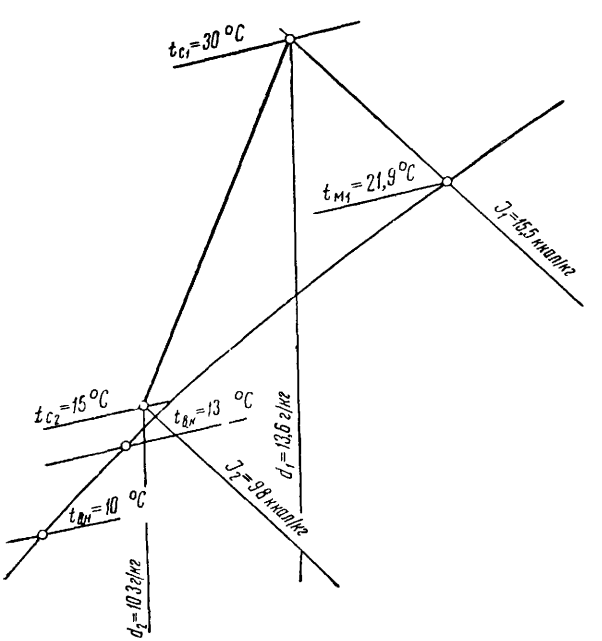


Рис 7 2 Схема $I-d$ диаграммы с нанесением процесса охлаждения и осушения воздуха

I вариант

Решение 1 Принимаем к установке секции стальных воздухоохладителей конструкции НИИ санитарной техники номинальной производительностью 20 000 $м^3/ч$ Секции имеют стальные трубки и стальное навитое оребрение, коэффициент оребрения отнесенный к внутренней поверхности, $k_{ор}=12{,}6$ Воздухоохладитель предполагается

составить из последовательно соединенных по воздуху и воде трех- и четырехрядных секций с одинаковыми живыми сечениями для прохода воздуха 0,88 $м^2$ и для прохода воды 0,00762 $м^2$.

2. Определяем тепловую нагрузку на воздухоохладитель

$$Q = G\ (I_1 - I_2) = 15\,000\ \ (15{,}5 - 9{,}8) = 85\,500\ \ ккал/ч.$$

3 Определяем весовую скорость воздуха в секции

$$v\gamma = \frac{15\,000}{3\,600 \cdot 0{,}88} = 4{,}73\ \ кг/м^2 \cdot сек.$$

4. Принимаем разность температур воды до и после воздухоохладителя равной 3°. Следовательно, расход воды и скорость ее движения в трубках будут соответственно равны·

$$W = \frac{85\,500}{3 \cdot 1000} = 28{,}3\ \ м^3/ч;$$

$$\omega = \frac{28{,}3}{0{,}00762 \cdot 3600} = 1{,}03\ \ м/сек.$$

5 Находим по I—d-диаграмме температуру точки росы приготовленного воздуха $t_{р_2} = 14{,}2°C$.

6 Принимаем перекрестно-противоточное движение воздуха и воды и назначаем температуру воды на выходе из воздухоохладителя на 1,2° ниже $t_{р_2}$

$$t_{в\ к} = 14{,}2 - 1{,}2 = 13°\ C.$$

7 Определяем начальную температуру воды при входе в воздухоохладитель

$$t_{в.н} = 13 - 3 = 10°\ C.$$

8. Определяем температурный критерий при заданных условиях

$$\overline{T}_0 = \frac{30 - 21{,}9}{30 - 10} = 0{,}405$$

9 Вычисляем коэффициент полной теплопередачи для восьмирядного воздухоохладителя (по табл. 7 1)

$$k_п = 12{,}8 \cdot 4{,}73^{0{,}35}\ 1{,}03^{0{,}25} \cdot 0{,}405^{-0{,}38} = 31{,}4\ \ ккал/ч \cdot м^2\ \ град.$$

Заметим, что приведенные в табл. 7.1 уравнения, согласно формуле (7 3), справедливы при величине $p=1$.

10 Находим среднелогарифмическую разность температур воздуха и воды при $p=1$

$$\Delta t_{ср.л} = \frac{(30 - 13) - (15 - 10)}{2{,}303\ \lg\ 17/5} \approx 9{,}8°.$$

11. Определяем величину поверхности воздухоохладителя

$$F_н = \frac{85\,500}{31{,}4 \cdot 9{,}8} \approx 278{,}5\ \ м^2.$$

Принимаем к установке две трехрядные и одну четырехрядную секции стальных воздухоохладителей с общей поверхностью, равной

$$F_{действ} = 2\ \ 100{,}9 + 134{,}5 = 336{,}3\ \ м^2$$

(запас составляет 12,2%)

II вариант

1 Если по магистрали центрального холодоснабжения подается вода более низкой температуры, например $t_{в\ н} = 5°C$, то при $t_{в\ к} = 8°C$ поверхность воздухоохладителя может быть уменьшена, так как при прочих равных условиях средняя логарифмическая разность температур будет

$$\Delta t_{ср\ л} = \frac{(30 - 8) - (15 - 5)}{2{,}303\ \lg\ 22/10} = 15{,}1°,$$

а температурный критерий

$$\overline{T}_0 = \frac{30 - 21{,}9}{30 - 5} = 0{,}336.$$

2 Коэффициент теплопередачи составит

$$k_{\text{п}} = 12{,}8 \cdot 4{,}73^{0{,}35} \cdot 1{,}03^{0{,}25} \cdot 0{,}336^{-0{,}38} \approx 33{,}6 \ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}.$$

3 Потребная поверхность воздухоохладителя будет

$$F_{\text{н}} = \frac{85\,500}{33{,}6 \cdot 15{,}1} \approx 179 \ \textit{м}^2.$$

К установке принимаем две трехрядные секции с общей поверхностью, равной

$$F_{\text{действ}} = 100{,}9 \cdot 2 = 201{,}8 \ \textit{м}^2$$

(запас составляет 12,7%)

Установка по II варианту имеет поверхность, равную 60% от установки по I варианту. При наличии холодоносителя принятых параметров это, несомненно, целесообразно, так как будет получена экономия на первоначальных и эксплуатационных затратах.

Пример 7.2. Рассчитать поверхностный орошаемый воздухоохладитель при условиях примера 1.

Решение. 1. Принимаем к установке поверхностный орошаемый воздухоохладитель из стальных труб конструкции НИИ санитарной техники с номинальной производительностью 20 000 *м*³/*ч*. Тепловую нагрузку, весовую скорость воздуха и расход воды в трубках воздухоохладителя принимаем в соответствии с данными примера 7 1 Температура воды, подаваемой в воздухоохладитель, на входе 4°С и на выходе 7°С Предполагая к установке один четырехрядный орошаемый воздухоохладитель, при весовой скорости $v\gamma = 4{,}73$ *кг/м*²·*сек* и температурном параметре $\overline{T}_0 = \frac{30-21{,}9}{30-4} =$ $= 0{,}3115$, по табл 7 5 находим поправочный коэффициент $\overline{k}_{\text{п}} = 1{,}67$ (скорость воды в трубках равна по-прежнему 1,03 *м/сек*).

2. Определяем полный коэффициент теплопередачи для орошаемого воздухоохладителя

$$k_{\text{п}} = 8{,}82 \cdot 4{,}73^{0{,}29} \cdot 1{,}03^{0{,}22} \cdot 0{,}3115^{-0{,}6} \cdot 1{,}67 = 46{,}8 \ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}.$$

Этот коэффициент может быть определен и по соответствующей формуле из табл. 7.1 (без поправочного множителя)

$$k_{\text{п}} = 17{,}87 \cdot 4{,}73^{0{,}23} \cdot 1{,}03^{0{,}37} \cdot 0{,}3115^{-0{,}51} = 46{,}9 \ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \ \textit{град}.$$

3 Находим среднюю логарифмическую разность температур при $p = 1$

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{(30-7)-(15-4)}{2{,}3 \lg 23/11} = 16{,}27°.$$

4 Определяем необходимую поверхность воздухоохладителя

$$F_{\text{н}} = \frac{85\,500}{46{,}9 \cdot 16{,}27} = 112 \ \textit{м}^2.$$

5 Принимаем к установке одну четырехрядную секцию с поверхностью 134,5 *м*² (запас составит 20%).

2) РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ СРЕДНИХ ПРИВЕДЕННЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ $\alpha_{\text{н}}$ И КОЭФФИЦИЕНТОВ УВЕЛИЧЕНИЯ ТЕПЛООБМЕНА ЗА СЧЕТ МАССООБМЕНА ξ

В зависимости от характера обработки материалов экспериментальных исследований имеются два вида данного способа расчета. Опытные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{н}}$ со стороны воздуха могут включать в себя только одну конвективную теплоотдачу. В этом случае тепловой расчет производится с введением так называемых коэффициентов термической эффективности ребер, с помощью которых учитывается передача тепла теплопроводностью по ребрам и изменение температуры поверхности ребер по мере удаления от труб.

Если используются средние приведенные коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha_{\text{н}}$ (см. табл. 7.1), включающие в себя конвективную теплоотдачу, передачу тепла по ребрам и сопротивление теплопереходу от ребер к трубам, то определение величины поверхности воздухоохладителя производят следующим образом.

1. Вычисляют холодопроизводительность охладителя

$$Q_{\text{п}} = G\,(I_1 - I_2)\ \textit{ккал/ч}. \qquad (7.14)$$

2. Вычисляют значение $\alpha_{\text{н}}$ в $\textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}$ из критериальных зависимостей, задаваясь весовой скоростью воздуха в живом сечении.

3. Определяют величину коэффициента увеличения теплообмена за счет массообмена из исходных условий

$$\xi = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{я}}} = \frac{\Delta I}{0{,}24\ \Delta\ t_{\text{с}}}. \qquad (7.15)$$

4. Находят величину коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки трубы к холодоносителю из уравнения теплоотдачи для случая движения холодоносителя внутри труб

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_{\text{вн}}\, d_{\text{вн}}}{\lambda} = 0{,}023\ \text{Re}^{0{,}8}\ \text{Pr}^{0{,}4}. \qquad (7\ 16)$$

В развернутом виде коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{вн}}$ для воды характеризуются формулой

$$\alpha_{\text{вн}} = B\ \frac{\omega^{0{,}8}}{d_{\text{вн}}^{0{,}2}}\ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}. \qquad (7.17)$$

Величина B в формуле (7.17) зависит от температуры воды при $t_{\text{в}} = 0°$ $B = 1230$, при $t_{\text{в}} = 10°\text{C}$ $B = 1420$; при $t_{\text{в}} = 20°\text{C}$ $B = 1615$

Для рассолов значения B приведены в табл. 7.6.

Таблица 76

Значения коэффициента B для растворов NaCl и $CaCl_2$

Раствор хлористого натрия NaCl				Раствор хлористого кальция $CaCl_2$			
Удельный вес раствора при 15° С в *кг/м*³	Величины B при температуре раствора в °С			Удельный вес раствора при 15 °С в *кг/м*³	Величины B при температуре раствора в °С		
	0	—5	—10		0	—5	—10
1060	1210	1100	—	1130	1063	960*	857
1120	1123	1020	920	1200	913	834*	754
1175	1030	915	824	1250	804	730*	655

* Получено по интерполяции

5 Определяют величину полного коэффициента теплопередачи

$$k_{\text{п}} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{\text{н}}\,\xi} + \dfrac{k_{\text{ор}}}{\alpha_{\text{вн}}}}\ \textit{ккал/м}^2\ \textit{ч} \cdot \textit{град}. \qquad (7.18)$$

6 Вычисляют среднелогарифмическую разность температур воздуха и холодоносителя и далее находят величину поверхности по формуле (7.13) при $p = 1$.

7 Находят число рядов воздухоохладителя

$$z_{\text{тр}} = F_{\text{н}}/F_{\text{р}},$$

где $F_{\text{р}}$ — поверхность одного ряда, принимаемая при конструировании воздухоохладителя, в $м^2$

Если производится расчет орошаемого воздухоохладителя, для которого отсутствуют экспериментально установленные коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи, то на значение $\alpha_{\text{н}}$ вводят поправки согласно табл. 7.3—7.5.

В обобщенном виде весь расчет можно представить формулой

$$F_{н} = \frac{G\,(I_1 - I_2)}{\dfrac{p\,\Delta\,t_{ср\ л}}{\dfrac{1}{\alpha_{н}\,\bar{\alpha}_{1}\,\xi} + \dfrac{k_{ор}}{\alpha_{вн}}}} = \frac{G\,(I_1 - I_2)\,(\alpha_{вн} + k_{ор}\,\alpha_{н}\,\bar{\alpha}_{н}\,\xi)}{p\,\alpha_{н}\,\bar{\alpha}_{н}\,\alpha_{вн}\,\xi\,\Delta\,t_{ср\ л}}\ м^2. \qquad (7.19)$$

3) РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОНВЕКТИВНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ $\alpha_{н}$ И КОЭФФИЦИЕНТА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕБРИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ $k_{э}$

Поверхность воздухоохладителя (в $м^2$) определяют по формулам при охлаждении и осушении воздуха

$$F_{н} = \frac{Q_{т}}{k_{п}\,\Delta\,t_{ср\ л}} = \frac{Q_{п}}{\alpha_{н}\,k_{э}\,\xi\,\Delta\,t_{ср\ л\ п}}, \qquad (7\ 20)$$

при охлаждении без выпадения влаги из воздуха

$$F_{н} = \frac{Q_{я}}{k_{я}\,\Delta\,t_{ср\ л}} = \frac{Q_{я}}{\alpha_{н}\,k_{э}\,\Delta\,t_{ср\ л\ п}}. \qquad (7.21)$$

где $\Delta t_{ср\ л\ п}$ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и поверхности в *град*, равная

$$\Delta\,t_{ср\ т\ п} = \frac{\Delta\,t_{б\ п} - \Delta\,t_{м\ п}}{2\ 3\ \lg\,\Delta\,t_{б\ п}/\Delta\,t_{м\ п}}, \qquad (7\ 22)$$

$\Delta t_{б\ п}$ и $\Delta t_{м\ п}$ — большая и меньшая разности температур воздуха и поверхности в *град*, равные при противотоке

$$\left.\begin{aligned}\Delta\,t_{б\ п} &= t_{с_1} - t_{п};\\ \Delta\,t_{м\ п} &= t_{с_2} - t_{п}.\end{aligned}\right\} \qquad (7\ 23)$$

При $\Delta t_{б\ п}/\Delta t_{м\ п} = 1{,}7$ и $p=1$ среднелогарифмическую разность температур с погрешностью до 2% можно заменить среднеарифметической разностью 0,5 $(\Delta t_{б} + \Delta t_{м})$ *град*

Полный и явный коэффициенты теплопередачи ребристой поверхности в *ккал/м² ч град* выражаются следующими зависимостями

$$k_{п} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{н}\,\xi\,k_{э}} + \dfrac{k_{ор}}{\alpha_{вн}}} = \frac{\alpha_{н}\,\alpha_{вн}\,\xi\,k_{э}}{\alpha_{н}\,\xi\,k_{ор}\,k_{э} + \alpha_{вн}}, \qquad (7.24)$$

$$k_{я} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{н}\,k_{э}} + \dfrac{k_{ор}}{\alpha_{вн}}} = \frac{\alpha_{н}\,\alpha_{вн}\,k_{ор}}{\alpha_{н}\,k_{ор}\,k_{э} + \alpha_{вн}}, \qquad (7.25)$$

где $k_{ор}$ — коэффициент оребрения, представляющий собой отношение внешней поверхности к внутренней,

$k_{э}$ — коэффициент эффективности ребристой поверхности, этот коэффициент характеризует сопротивление теплопередаче от ребер к холодоносителю или хладагенту и выражается формулой

$$k_{э} = k_{э\ р} + \frac{k_{э\ р}}{k_{ор}}\left(\frac{1}{k_{э\ р}} - 1\right). \qquad (7.26)$$

Как видно из формулы (7 26), коэффициент $k_{э}$ зависит от коэффициента термической эффективности ребра $k_{э\ р}$ При значениях $k_{ор} > 10$ и $k_{э\ р} > 0\ 85$ коэффициент эффективности поверхности практически равен коэффициенту термической эффективности ребра $k_{э} \approx k_{э\ р}$.

Схема изменения состояния воздуха при контакте его с ребристой поверхностью показана на рис 7 3 Прямая *1—4* представляет процесс при контакте воздуха с трубами, имеющими температуру $t_т$, прямая *1—5* — процесс при контакте воздуха с ребрами, имеющими среднюю температуру $t_{р э}$, а прямая *1—3* — процесс в целом, отнесенный к средней интегральной температуре поверхности $t_3 = t_{пов}$

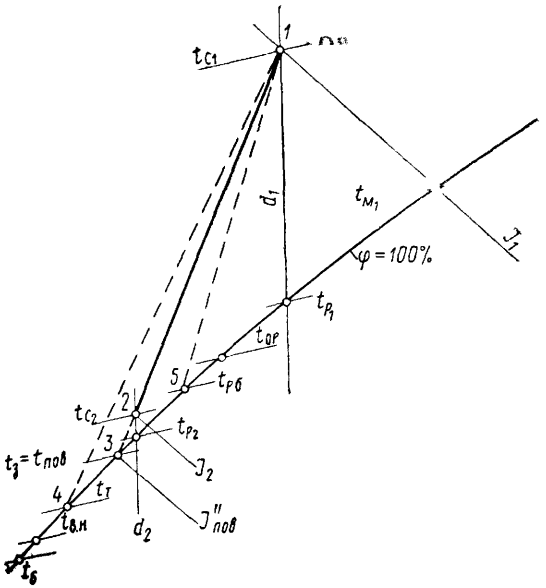


Рис 7 3 Схема изменения состояния воздуха при его контакте с ребристой поверхностью

Температура t_3 — предельная высшая средняя температура поверхности, при которой еще может быть получен заданный процесс охлаждения и осушения воздуха, если значение коэффициента эффективности ребер $k_{э\,р}$ 0,85 Во избежание снижения осушающей способности воздухоохладителя не следует допускать значение коэффициента $k_{э\,р} < 0{,}85$

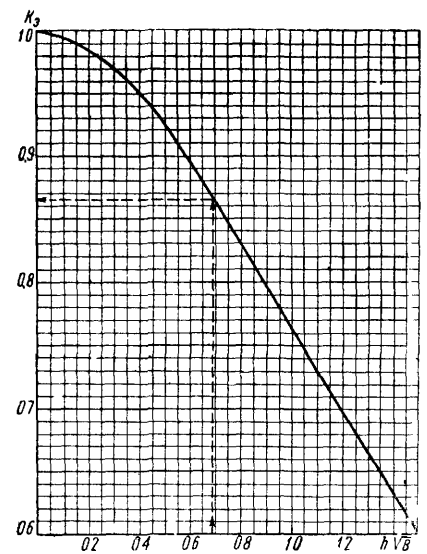


Рис 7 4 Определение коэффициента эффективности ребер $k_{э\,р}$, приваренных вдоль трубы или навитых на трубу

Коэффициент эффективности ребер, приваренных вдоль трубы или навитых на трубу, приближенно определяют по графику (рис 7 4) или точно по формуле

$$k_{э\,р} = \frac{th\,(h\sqrt{B})}{h\sqrt{B}}, \qquad (7\,27)$$

где h — высота ребра в *м*

$$B = \frac{2\alpha_н \xi}{\delta \lambda} \qquad (7\,28)$$

Для трубчато пластинчатых поверхностей действительная высота ребра в формуле (7 27) заменяется условной

$$h_у = \frac{S_м - d_н}{2}\,(1 + 0{,}805\,\lg S)\ м, \qquad (7\,29)$$

$$S = A\,\frac{S_м}{d_н}\sqrt{\frac{S_э}{S_м} - b}\ м, \qquad (7\,30)$$

где $S_м$ и $S_б$ — меньшее и большее расстояния между осями соседних труб воздухоохладителя в *м*,

A — коэффициент, равный для расположения труб коридорного — 1,28, шахматного — 1,27,

b — коэффициент, равный для расположения труб коридорного — 0,2, шахматного — 0,3,

$d_н$ — наружный диаметр труб в *м*

При понижении средней интегральной температуры поверхности заданный процесс охлаждения и осушения воздуха может быть получен при меньшей величине площади поверхности воздухоохладителя. Отправной величиной при данном методе расчета является средняя температура наружной поверхности воздухоохладителя $t_н = t_з$, а искомыми — поверхность воздухоохладителя $F_н$ в $м^2$ и температуры холодоносителя $t_{в\,н}$ и $t_{в\,к}$ или хладагента $t_а$.

Поверхность воздухоохладителей рассчитывают по формулам (7.20) и (7.21). Для определения температур $t_{в\,и}$ и $t_{в.к}$ или $t_а$ находят среднюю логарифмическую разность температур воздуха и поверхности по формуле (7.22), а затем вычисляют среднюю логарифмическую разность температур между воздухом и холодоносителем по формуле

$$\Delta t_{ср.\,л} = \frac{\alpha'_н \xi}{k_п} \Delta t_{ср\,л\,п} \; град. \tag{7.31}$$

Задаваясь разностью температур холодоносителя $\Delta t_в$, находят начальную температуру холодоносителя для противоточных и перекрестно-противоточных воздухоохладителей по формуле

$$t_{в\,н} = \frac{C_1 t_{с_2} + \Delta t_в - t_{с_1}}{C_1 - 1} \; град, \tag{7.32}$$

где C_1 — число, логарифм которого равен

$$\lg C_1 = p \frac{t_{с_1} - t_{с_2} - \Delta t_в}{2{,}3\ \Delta t_{ср.\,л}}. \tag{7.33}$$

Для воздухоохладителей с непосредственным испарением хладагента температура испарения определяется по формуле

$$t_а = \frac{C_з t_{с_2} - t_{с_1}}{C_з - 1} \; град, \tag{7.34}$$

где $C_з$ — число, логарифм которого равен

$$\lg C_з = \frac{t_{с_1} - t_{с_2}}{2{,}3\ \Delta t_{ср.\,л}}. \tag{7.35}$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности пластинчатого воздухоохладителя в *ккал/м²·ч·град* вычисляется по формулам при расположении труб:

коридорном

$$\alpha'_и = 6{,}46\ d_э^{0,305}\ d_н^{-0,6}\ (v\gamma)^{0,705}; \tag{7.36}$$

шахматном

$$\alpha'_н = 4{,}16\ d_э^{0,095}\ d_н^{-0,5} (v\gamma)^{0,595}. \tag{7.37}$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности гладкотрубного воздухоохладителя в *ккал/м²·ч·град* вычисляется по формулам при расположении труб:

коридорном

$$\alpha_н = 1{,}3\ k_z\ d_н^{-0,35}\ (v\gamma)^{0,65}; \tag{7.38}$$

шахматном

$$\alpha_н = 1{,}48\ k_z\ d_н^{-0,4}\ (v\gamma)^{0,6}. \tag{7.39}$$

Здесь

$$d_э = \frac{2\,(S' - d_н)\,(\tau_р - \delta)}{(S' - d_н) + (\tau_р - \delta)}\ м, \qquad (7.40)$$

S' — шаг труб в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха, в *м*,
$\tau_р$ — шаг ребер в *м*,
δ — толщина ребер в *м*,
k_z — коэффициент для учета числа рядов труб по пути движения воздуха (табл 7 7)

Таблица 77

Поправочный коэффициент k_z для учета числа рядов труб по пути движения воздуха

Расположение труб	Число рядов труб												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13—15
Коридорное . . .	0,6	0,68	0,79	0,81	0,84	0,86	0,89	0,92	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98
Шахматное . . .	0,6	0,7	0,8	0,84	0,88	0,9	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,98

Коэффициент теплоотдачи от стенки к хладагенту (фреонам 12, 22 и 142) при его кипении в горизонтальной трубе зависит от удельной нагрузки на внутреннюю поверхность трубы q в *ккал/м²·ч*, скорости течения жидкого фреона в трубе ω' в *м/сек*, количества фреона, пропускаемого через трубу $G_ф$ в *кг/ч*, температуры кипения фреона $t_а$ в *град* и выражается формулами, приведенными в табл. 7.8.

Таблица 78

Формулы для определения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{вн}$ в *ккал/м²·ч·град* при кипении фреонов различных марок в горизонтальной трубе (по данным С. Н. Богданова)

Марка фреона	Область неразвитого кипения			Область развитого кипения (при $q\omega' > 800$, $\omega > 0{,}2$ *м/сек*), $\alpha_{вн}$ при температуре кипения в °С	
	$q_{макс}$, *ккал/м² ч*	$\alpha_{вн}$ при $\omega' = 0{,}1$ *м/сек*	$\alpha_{в\,I}$ при $\omega' = 0{,}3 - 0{,}5$ *м/сек*	+10	—10
12	2000	$130\,q^{0,2}$	—	$0{,}0042A$	$0{,}0036A$
22	1500	$170\,q^{0,2}$	$600\,q^{0,12}$	$0{,}0055A$	$0{,}0047A$
142	3000	$100\,q^{0,2}$	$600\,q^{0,12}$	$0{,}00345A$	$0{,}003A$

Условное обозначение $A = \dfrac{q^{0,6}\,G_ф^{0,2}}{d_{вн}^{1,5}}$

Г. Н. Данилова (Ленинградский технологический институт холодильной промышленности) обобщила материалы последних исследований теплообмена при кипении фреонов и предложила зависимости, приведенные в табл 7.8а.

Последние две формулы в табл. 7.8а (для области развитого пузырькового кипения) относятся к трубам промышленного изготовления. Как видно из этой таблицы, коэффициент теплоотдачи зависит от удельной тепловой нагрузки и соотношения давлений $P/P_{кр}$ и не зависит от диаметра трубы.

При скорости воздуха в живом сечении ребристых фреоновых воздухоохладителей 3—8 *м/сек* и величинах коэффициентов оребрения 10—15 значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_н$ изменяются в пределах от 15 до 30 *ккал/м²·ч·град*. Пары фреона-12 рекомендуется отводить из нижней части воздухоохладителя, что способствует возврату масла в холодильную машину.

Таблица 78а

Формулы для определения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{вн}$ в *ккал/м²·ч град* при кипении фреонов различных марок (по данным Г. Н. Даниловой)

Марка фреона	Область неразвитого кипения	Область развитого кипения
12, 22, 142, 113, 11, 21, С318	$0{,}86\,A'\,q^{0{,}25}$	—
12	—	$4{,}73\,q^{0{,}75}\left(0{,}14+2{,}2\,\frac{P}{P_{кр}}\right)$
22	—	$5{,}33\,q^{0{,}75}\left(0{,}14+2{,}2\,\frac{P}{P_{кр}}\right)$

Принятые условные обозначения

$$A=(0{,}021\,\nu)^{0{,}75}\left(\frac{q\beta}{a}\right)^{0{,}25},$$

q — количество тепла, передаваемого от 1 $м^2$ поверхности трубы к кипящему фреону в *ккал/м² ч*,
λ — коэффициент теплопроводности жидкого фреона в *ккал/м ч град*
ν — кинематическая вязкость фреона в $м^2/сек$
a — температуропроводность фреона в $м^2/ч$.
$P/P_{кр}$ — приведенное давление, равное отношению давления кипения к критическому давлению

Таблица 79

Максимальная тепловая нагрузка q_x в *ккал/ч* на одну трубную проводку (ход) фреона-12

Эквивалентная длина в *м*	Нагрузка q_x при диаметре труб в *мм*						
	10×1	12×1	15×1	18×1,5	24×1,5	26×1,5	28×1,5
10	312	—	—	—	—	—	—
15	256	515	990	1430	—	—	—
20	220	470	925	1340	2530	—	—
25	196	420	871	1250	2410	3750	—
30	182	387	800	1150	2290	3570	3570
35	167	357	736	1065	2170	3390	3390
40	156	334	685	996	2040	3210	3290
45	146	313	644	937	1915	2990	3190
50	138	295	614	894	1825	2838	3080
60	129	263	554	808	1655	2570	2870
70	120	248	518	716	1545	2395	2670
80	111	233	484	700	1435	2220	2475
90	105	220	456	663	1360	2100	2335
100	99	207	430	622	1285	1985	2194
120	91	189	393	566	1182	1827	2006
140	84	174	364	524	1095	1693	1856
160	79	163	333	486	1008	1558	1739
180	74	154	317	458	944	1487	1640
200	71	144	299	434	914	1416	1566

По данным ВНИИХолодмаш, в табл. 79 приведены значения максимально допустимой тепловой нагрузки q^x на один ход воздухоохладителя при отдельном снабжении его жидким фреоном. В зависимости от температуры кипения и разности между температурой кипения и средней температурой воздуха эти величины следует умножать на коэффициенты, приведенные в табл. 7.10. Эквивалентные длины изгибов труб в зависимости от их диаметра приведены в табл. 7.11.

Если тепловая нагрузка превышает максимальную величину, допустимую для одного хода, то воздухоохладитель разбивается на ряд равных параллельных ходов, в которые фреон подается через распределитель

Таблица 7 10

Поправочный коэффициент m для величины q_x

Разность между температурой кипения хладагента и средней температурой воздуха в С	Температура кипения хладагента в С			
	—10	—5	0	+5
4	1,23	1,47	1,7	2
6	1,46	1,72	2,01	2,25
8	1,69	1,98	2,30	2,55
10	1,9	2,28	2,64	2,93
12	2,1	2,51	2,92	3,33
14	2,28	2,72	3,22	3,65

Таблица 11

Эквивалентные длины изгибов трубы на 180° (калача)

d мм	10×1	12×1	15×1	18×1,5	24×1,5	26×1,5	28×1,5
$l_э$, м	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8

Пример 7 3 Рассчитать величину поверхности воздухоохладителя непосредственного испарения, если требуется охладить $G=5000$ кг/ч воздуха с начальными параметрами $t_{c_1}=19°$, $\varphi_1=45\%$, $I_1=8{,}4$ ккал/кг и $d_1=6{,}2$ г/кг до конечных параметров $t_{c_2}=4\,2°$, $\varphi_2=86\%$, $I_2=3{,}7$ ккал/кг и $d_2=4{,}4$ г/кг, холодоноситель фреон 12

Решение 1 Принимаем к установке воздухоохладитель из однорядных секций состоящих из восьми медных труб диаметром 18×1,5 мм с пластинчатыми латунными ребрами размером 360×30 мм и толщиной 0,5 мм Шаг ребер 4 мм Расположение труб коридорное $S_б=0{,}045$ м и $S_ч=0{,}03$ м Наружная поверхность секции на 1 м длины равна 5,2 м², в том числе поверхность ребер 4,8 м² и труб 0,4 м² Внутренняя поверхность труб секций на 1 м длины $f_{вн}=0{,}377$ м², коэффициент оребрения 13,7 Живое сечение для прохода воздуха на 1 м длины секции $f_{ж\ у}=0{,}188$ м²

2 Определяем тепловую нагрузку на воздухоохладитель

$$Q_п = G\ (I_1 - I_2) = 5000\ (8{,}4 - 3{,}7) - 23\,500\ ккал/ч.$$

3 Принимаем весовую скорость в живом сечении воздухоохладителя 6 кг/м² сек, тогда необходимое живое сечение для прохода воздуха будет

$$f_ж = \frac{5000}{3600\ 6} = 0{,}23\ м^2.$$

4 Устанавливаем в каждом ряду по две секции (одну над другой) с горизонтально расположенными трубами Общая высота воздухоохладителя будет 0,36 2=0 72 м, а длина оребренных трубок секции

$$l_{тр} = \frac{f_ж}{f_{ж\ у}} = \frac{0{,}23}{2\ 0{,}188} = 0{,}61\ м$$

Наружная поверхность одного ряда из двух параллельных секций равна

$$F_р = f_у\ l_{тр}\ n = 5{,}2\ 0{,}61\ 2 = 6{,}34\ м^2$$

5 Определяем коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности по формуле (7 36)

$$\alpha'_н = 6{,}46\ 0{,}0062^{0\ 305}\ 0{,}018^{-0{,}6}\ 6^{0\ 705} = 54\ ккал/м^2\ ч\ град,$$

где, согласно формуле (7 40),

$$d_э = \frac{2\ (0{,}045 - 0{,}018)\ (0{,}004 - 0{,}0005)}{(0{,}045 - 0{,}018) + (0{,}004 - 0{,}0005)} = 0\ 0062\ м$$

6 Вычисляем коэффициент увеличения теплообмена за счет массообмена

$$\xi = \frac{I_1 - I_2}{c_p' \ (t_{c_1} - t_{c_2})} = \frac{8,4 - 3,7}{0,243 \ (19 - 4,2)} = 1,31.$$

7 Находим по I—d-диаграмме предельно высокую температуру поверхности $t_з = 1°$

Определяем среднюю логарифмическую разность температур воздуха и поверхности по формуле (7 22)

$$t_{ср\ л.п} = \frac{(19 - 1) - (4,2 - 1)}{2,3 \lg \frac{18}{3,2}} = 8,7°.$$

8 Находим вспомогательные величины для определения коэффициента эффективности ребра $k_{э\ р}$ по формулам (7 30), (7 29) и (7.28)

$$S = 1,28 \frac{0,03}{0,018} \sqrt{\frac{0,045}{0,03} - 0,2} = 2,437;$$

$$h_y = \frac{0,03 - 0,018}{2} (1 + 0,805 \lg 2,437) = 0,0079 \ м;$$

$$h_y \sqrt{B} = 0,0079 \sqrt{2 \frac{54 \cdot 1,31}{0,0005 \cdot 88}} = 0,355.$$

9 Определяем по рис 7 4 величину коэффициента эффективности ребра, равную 0,977, и принимаем $k_э \approx k_{э.р}$ (см. стр 145).

10 Вычисляем необходимую поверхность воздухоохладителя по формуле

$$F_н = \frac{Q_п}{\alpha_н k_{э\ р} \xi \Delta t_{ср\ л\ п}} = \frac{23\,500}{54 \cdot 0,977 \cdot 1,31 \cdot 8,7} = 39,1 \ м^2.$$

К установке принимаем семь последовательно расположенных рядов секций длиной по 0,61 м каждая с поверхностью

$$F_п = 6,34 \cdot 7 = 44,32 \ м^2$$

(запас составляет 13,5%).

11 Определяем удельную тепловую нагрузку на 1 $м^2$ внутренней поверхности труб, приняв ориентировочно величину $m = 2,7$ (по табл. 7 10)

$$q = \frac{Q_п}{l_{тр} f_{вп} m} = \frac{23\,500}{0,61 \cdot 0,377 \ 2,7} = 7299 \ ккал/м^2 \cdot ч$$

12 Находим количество фреона 12, пропускаемого через воздухоохладитель, при теплоте его испарения $r = 37,5$ $ккал/кг$,

$$G_ф = \frac{23\,500}{37,5} = 636 \ кг/ч$$

В каждом ходе фреон последовательно проходит через все трубки двух секций воздухоохладителя, при этом проектируется всего 7 ходов

13 Находим скорость жидкого фреона при удельном весе 1410 $кг/м^3$

$$\omega_{ср.\ ф} = \frac{636}{7 \cdot 3600 \ 1410 \cdot 0,000177} = 0,101 \ м/сек,$$

где 0,000177 — площадь поперечного сечения одной трубки в $м^2$

14 Определяем коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности к фреону по формуле из табл. 7.8

$$\alpha_{вн} = 130 \cdot 7299^{0,2} = 770,1 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

15 Находим коэффициент полной теплопередачи по уравнению (7 24)

$$k_п = \frac{54 \cdot 770,1 \cdot 1,31 \cdot 0,977}{54 \cdot 1,31 \cdot 13,7 \cdot 0,977 + 770,1} = 31 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

16 Находим среднюю логарифмическую разность температур между воздухом и хладагентом по формуле (7.31)

$$\Delta t_{ср.\ л} = \frac{54 \cdot 1,31}{31} 8,7 = 19,85°.$$

17 Определяем температуру хладагента по формуле (7 34)

$$t_a = \frac{2{,}11\ 4{,}2 - 19}{2{,}11 - 1} = -9{,}9\ \text{С},$$

где при $\lg C_3 = \dfrac{19 - 4{,}2}{2{,}3\ 19{,}85} = 0{,}32417$ $C_3 = 2{,}11$

18 Принимаем воздухоохладитель с семью ходами Тепловая нагрузка на каждый ход равна

$$q_x = \frac{23\,500}{7} \approx 3357\ \textit{ккал/ч}$$

19 Определяем эквивалентную длину каждого хода, состоящего из 8 2=16 труб и 15 калачей

$$l_э = 0{,}61 \cdot 16 + 15 \cdot 0{,}6 = 18{,}8\ \textit{м}.$$

При эквивалентной длине 18,8 *м* и диаметре труб 18×15 *мм* по табл 7 9 исходная величина максимальной тепловой нагрузки на ход равна 1362 *калл/ч*, а поправочный коэффициент m для разности температур воздуха и кипения фреона $\dfrac{19 + 4{,}2}{2}$ — $-(-9{,}9) = 21{,}5$ С по экстраполяции данных табл 7.10 равен

$$2{,}28 + 0{,}18\ \frac{21{,}5 - 14}{14 - 12} = 2{,}96.$$

Следовательно, каждый ход может пропустить фреон для отдачи 1362 2,96= =4032 *ккал/ч*

20 Определяем возможную теплоотдачу при этих условиях

$$Q_д = 4032 \cdot 7 = 28\,224\ \textit{ккал/ч} > 23\,500\ \textit{ккал/ч}.$$

Это подтверждает допустимость устройства семи ходов фреона

4) МЕТОД ПОВЕРОЧНЫХ РАСЧЕТОВ ПИТАЕМЫХ ВОДОЙ ИЛИ РАССОЛАМИ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОЛНОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ $k_п$

Цель поверочных расчетов воздухоохладителей заданных размеров состоит в определении либо параметров воздуха, либо одной из температур воды. Эти расчеты могут выполняться с применением приемов, которыми пользуются при расчете воздухоподогревателей или водоподогревателей.

Так, начальная температура воздуха по сухому термометру в *град* t_{c_1} может быть найдена из уравнения:

$$t_{c_1} - t_{c_2} = (t_{c_1} - t_{в.\,н}) \left[\frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{G c'_p \xi}{W c_в}\right) \frac{k_п F_н}{G c'_p \xi}}}{1 - \frac{G c'_p \xi}{W c_в} e^{-\left(1 - \frac{G c'_p \xi}{W c_в}\right) \frac{k_п F_н}{G c'_p \xi}}} \right], \qquad (7.41)$$

или

$$t_{c_1} - t_{c_2} = (t_{c_1} - t_{в.\,н})\ Z_0, \qquad (7.41а)$$

где Z_0 — функция, заключенная в квадратные скобки,

конечная температура воздуха по сухому термометру

$$t_{c_2} = t_{c_1} - (t_{c_1} - t_{в\ н})\ Z_0\ \textit{град}; \qquad (7.41б)$$

конечная энтальпия воздуха

$$I_2 = I_1 - c'_p\ \xi\ (t_{c_1} - t_{в.\,н})\ Z_0\ \textit{ккал/кг}; \qquad (7.42)$$

конечная температура воды

$$t_{в\ к} = t_{в\ н} + (t_{с_1} - t_{в\ н})\ \frac{G c_р \xi}{W c_в}\ Z_0\ \text{град.} \qquad (7\ 43)$$

Выражение (7 41) структурно совпадает с формулами, рекомендуемыми справочниками и курсами по теплопередаче для расчета поверхностных теплообменников Функция Z_0 обычно представляется в виде графика или таблицы Последняя нами несколько изменена, дополнена и с обозначениями, необходимыми для расчета воздухоохладителей представлена в виде табл 7 12

Таблица 7 12

Значения функции Z_0

$\frac{G c_р \xi}{W c_в}$	$\frac{k_п F_н}{G c_р \xi}$											
	0 033	0 1	0 33	0 5	0,6	0 8	1	1 2	1 6	2	3	5
0 01	0,033	0,1	0,28	0,39	0,45	0,56	0,63	0,7	0,8	0,86	0,95	0 99
0,05	0,033	0,1	0,28	0,39	0,44	0,545	0,62	0,69	0,79	0,86	0,94	0,985
0,1	0,033	0,1	0,28	0,38	0,44	0,54	0,61	0,685	0,785	0,85	0,94	0,985
0,2	0,033	0,1	0,28	0,38	0,43	0,53	0,6	0,67	0,77	0 83	0,93	0,98
0 5	0,033	0,1	0,26	0,36	0,41	0,5	0,57	0,63	0,72	0,78	0,89	0,94
1	0,033	0,1	0,25	0,34	0,37	0,44	0,51	0,55	0,62	0,68	0,77	0,8
2	0,033	0,09	0,23	0,29	0,31	0,36	0,39	0,39	0,46	0,46	0,49	0 5
5	0,032	0,08	0,16	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0 2

Пример 7 4 (рис 7 5) В неорошаемом ребристом воздухоохладителе охлаждается 15 000 *кг/ч* воздуха с начальными параметрами $t_{с_1} = 30°C$ $\varphi_1 = 50\%$ $I_1 = 15{,}5$ *ккал/кг* и $d_1 = 13\,6$ *г/кг* холодоноситель — вода в количестве $W = 28\,500$ *кг/ч* с начальной температурой 10 5°C

Десятирядный воздухоохладитель изготовлен из стальных трубок со стальным оребрением из спирально навитой холоднокатаной ленты Воздухоохладитель имеет поверхность $F_н = 307$ *м²* живое сечение для прохода воздуха 0 847 *м²* наружный и внутренний диаметры трубок составляют соответственно 22 и 18 *мм*, высота ребра 10 *мм* толщина ребра с оцинковкой 0 7 *мм* шаг навивки ребер 4 4 *мм* диаметр оребренной трубки 42 *мм* расположение трубок — горизонтальное в коридорном порядке коэффициент оребрения $k_{ор} = 11\,85$ Скорость воды в трубках 1 15 *м/сек* Полный коэффициент теплопередачи $k_п = 30\,1$ *ккал/м² ч град* Коэффициент увеличения теплообмена за счет массообмена $\xi = 1\,58$

Определить конечные параметры воздуха и конечную температуру воды

Решение 1 Вычисляем величины

$$\frac{G c_р \xi}{W c_в} = \frac{15\,000\ 0{,}24 \cdot 1{,}58}{28\,500\ 1} = 0{,}2;$$

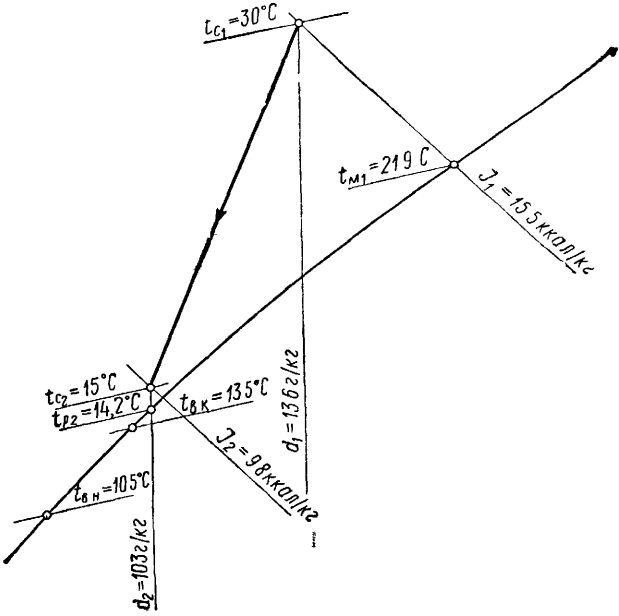


Рис 7 5 $I - d$ диаграмма к примеру 7 4 поверочного расчета поверхностного воздухоохладителя

$$\frac{k_{\text{п}} F_{\text{н}}}{G c_{\text{р}} \xi} = \frac{30,1\ 307}{15\,000\ 0,24\ 1,58} = 1,62.$$

По табл 7 12 находим $Z_0 \approx 0,77$

2 Определяем конечные состояния воздуха и температуру воды по уравнениям (7 41б)—(7 43)

$$t_{\text{с}_2} = 30 - (30 - 10,5)\ 0,77 = 15^\circ\text{C},$$

$$I_2 = 15,5 - 0,24\ 1,58\ (30 - 10,5)\ 0,77 = 9,8\ \textit{ккал/кг},$$

$$t_{\text{в к}} = 10,5 + (30 - 10,5)\ \frac{15\,000\ 0,24\ 1,58}{28\,500}\ 0,77 \approx 13,5^\circ\text{C}.$$

5) УПРОЩЕННЫЙ ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ, ПИТАЕМЫХ ХОЛОДНОЙ ВОДОЙ

Излагаемый способ упрощенного расчета поверхностных воздухоохладителей применяется в ФРГ

Передача тепла от воздуха к внешней наружной поверхности воздухоохладителя характеризуется формулой

$$Q_{\text{п}} = \sigma F_{\text{н}} (\bar{I} - \bar{I}_{\text{п}}) \ \textit{ккал/ч}, \qquad (7.44)$$

где $\bar{I}$ и $\bar{I}_{\text{п}}''$ — соответственно средние энтальпии основной массы воздуха и слоя насыщенного воздуха, прилегающего к поверхности, в *ккал/кг*

Передача тепла от внутренней поверхности стенок к омывающей их воде описывается формулой

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{вн}} F_{\text{вн}} (\bar{t}_{\text{п}}^{\text{вн}} - \bar{t}_{\text{в}}) \ \textit{ккал/ч}, \qquad (7\ 45)$$

где $\bar{t}_{\text{п}}^{\text{вн}}$, $\bar{t}_{\text{в}}$ — соответственно средние температура внутренней поверхности и воды в *град*

Полагая справедливым соотношение Льюиса $\alpha_{\text{н}}/\sigma = c_{\text{р}} = 0,245$, после некоторых преобразований можно получить

$$Q_{\text{п}} = F_{\text{н}} (\bar{I} - 0,7\ \bar{t}_{\text{в}})\ k' = F_{\text{н}}\ \Delta I_{\text{ср л}}\ k' \ \textit{ккал/ч}, \qquad (7\ 46)$$

где

$$k' = \frac{1}{\frac{k_{\text{ор}}}{1,4\ \alpha_{\text{вн}}} + \frac{1}{\sigma}} = \frac{1}{\frac{k_{\text{ор}}}{1,4\ \alpha_{\text{вн}}} + \frac{1}{4\ \alpha_{\text{н}}}}\ \textit{кг/м}^2\ \textit{ч} \qquad (7\ 47)$$

Для расчета необходимо располагать конструктивными характеристиками воздухоохладителя и данными о коэффициентах теплоотдачи с наружной и внутренней сторон поверхности.

Пример 7.5. Воздух в количестве $L = 10\,000$ *м³/ч* необходимо охладить и осушить в поверхностном воздухоохладителе Начальные параметры воздуха $t_{\text{с}_1} = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 50\%$, $d_1 = 13,6$ *г/кг* и $I_1 = 15,5$ *ккал/кг* Охлаждающая вода подается с начальной температурой 10°С Приведенный коэффициент явной теплоотдачи от воздуха к поверхности $\alpha_{\text{н}} = 44$ *ккал/м²·ч град*. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде $\alpha_{\text{вн}} = 3450$ *ккал/м² ч град* Коэффициент оребрения воздухоохладителя $k_{\text{ор}} = 17,5$ Поверхность воздухоохладителя $F_{\text{н}} = 62$ *м²*

Определить конечное состояние воздуха и величину холодопроизводительности воздухоохладителя.

Решение 1 Подсчитываем величину условного коэффициента теплопередачи по формуле (7 47)

$$k' = \frac{1}{\frac{k_{\text{ор}}}{1,4\ \alpha_{\text{вн}}} + \frac{1}{4\ \alpha_{\text{н}}}} = \frac{1}{\frac{17,5}{1,4\ 3450} + \frac{1}{4 \cdot 44}} = 100\ \textit{кг/м}^2\ \textit{ч}.$$

2 Принимаем холодопроизводительность воздухоохладителя, задаваясь разностью температур по воде $\Delta t_{\text{в}} = 4^\circ$ и ее расходом 9000 *кг/ч*,

$$Q_{\text{п}} = W\ \Delta\ t_{\text{в}} = 9000\ 4 = 36\,000\ \textit{ккал/ч}$$

3 Вычисляем величину средней разности энтальпий

$$\Delta I_{ср\ л} = \frac{Q_п}{F_н k'} = \frac{36\,000}{62\ 100} = 5{,}8\ ккал/кг.$$

4 Вычисляем разность энтальпий по воздуху

$$\Delta I = \frac{Q_п}{L\gamma} = \frac{36\,000}{10\,000 \cdot 1{,}2} = 3\ ккал/кг.$$

5 Находим конечную энтальпию воздуха

$$I_2 = I_1 - \Delta I = 15{,}5 - 3 = 12{,}5\ ккал/кг.$$

6 Полагая процесс направленным на температуру воды, покидающей противоточный теплообменник, графическим путем по I—d-диаграмме в точке пересечения луча процесса с линией $I_2 = 12{,}5$ *ккал/кг* находим остальные параметры уходящего воздуха $t_{с_2} = 22°C$, $\varphi_2 = 70\%$ и $d_2 = 11{,}9$ *г/кг*.

5. РАСЧЕТ ТИПОВЫХ СЕКЦИЙ ПОДОГРЕВА ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Теплоотдающая поверхность секций подогрева образуется стальными электросварными трубками диаметром 22×2 *мм*, оребренными навитой стальной холоднокатаной лентой шириной 10 *мм* и толщиной 0,4 *мм*; шаг оребрения 4 *мм*.

Благодаря наличию перегородок в полостях коллекторных коробок движение воды по группам трубок последовательное.

Секции каждой номинальной производительности изготовляются с одним, двумя и тремя рядами трубок по ходу воздуха.

Секции подогрева сконструированы для применения совместно со спаренными взаимно-обратными воздушными фронтовым и обводным клапанами.

Конструктивные характеристики выпускаемых секций подогрева приведены в справочнике проектировщика «Вентиляция и кондиционирование воздуха» (Стройиздат, 1969). Характеристики новых типовых секций подогрева серии КТ, намечаемых к производству в 1971 г., приведены в табл. 7.13 и 7.14.

Таблица 7.13

Характеристики базовых теплообменников серии КТ

Высота в *м*	Число рядов труб	Число ходов	Живое сечение хода* в $м^2$	Поверхность теплоотдачи в $м^2$	Сопротивление проходу воды в $кГ/м^2$ при скорости в *м/сек*		
					0,2	0,7	1,5
1	1	4	0,00127 / 0,00152	27,3	100	900	4 000
	2	4	0,00254 / 0,00305	54,6	140	1900	9 000
	3	4	0,00381 / 0,00457	81,9	165	2500	12 000
1,5	1	6	0,00127 / 0,00152	41,6	110	1100	5 000
	2	6	0,00254 / 0,00305	83,2	150	2000	9 600
	3	6	0,00381 / 0,00457	124,4	170	2600	13 000

* В числителе указано живое сечение хода при наименьшем числе трубок, а в знаменателе — при наибольшем

Таблица 714

Конструктивные характеристики секций подогрева серии КТ

Номинальная производительность по воздуху в тыс. $м^3/ч$	Количество базовых теплообменников высотой в $м$		Поверхность теплоотдачи* в $м^2$	Живое сечение для прохода воздуха в $м^2$	Вес* в $кг$
	1	1,5			
Секции без обводного канала					
30	2	—	55,8 111,6 167,4	1,44	318 500 682
40	1	1	68,9 137,8 206,7	1,83	394 616 845
60	4	—	111,6 223,2 334,8	2,88	630 994 1359
80	2	2	137,8 275,6 413,4	3,66	774 1229 1687
120	2	4	223,2 446,4 669,6	5,76	1295 1945 2695
160	4	4	277,8 555,6 833,4	7,24	1522 2393 3305
200	3	6	331,5 863 992,1	8,7	2055 3117,3 4227,3
250	4	4	416,7 833,4 1250	10,86	2489 3846 5213
Секции с обводным каналом					
30	—	1	41,6 83,2 124,8	1,09	233 366 505
40	2	—	55,8 111,6 167,4	1,44	302 484 666
60	—	2	83,2 166,4 249,6	2,18	464 751 1009
80	4	—	111,6 223,2 334,8	2,82	602 966 1331
120	—	4	166,4 332,8 499,2	4,36	1006 1520 2105

Номинальная производительность по воздуху в тыс. $м^3/ч$	Количество базовых теплообменников высотой в $м$		Поверхность теплоотдачи* в $м^2$	Живое сечение для прохода воздуха в $м^2$	Вес* в $кг$
	1	1,5			
160	2	4	223,2 446,4 669,6	5,76	1180 1880 2580
200	—	6	249,6 499,2 746,4	6,54	1600 2480 3257
250	3	6	334,8 669,6 1004,4	8,64	2055 3145 4070

* Первая величина относится к однорядным секциям, вторая — к двухрядным, третья — к трехрядным

Теплотехнические и аэродинамические характеристики секции подогрева Кд приведены в табл. 7.15.

Таблица 7 15

Теплотехнические и аэродинамические характеристики типовых секций подогрева серии Кд[1] (по данным И. Г. Сенатова)

Количество рядов труб в секции $z_{тр}$	Формулы для определения	
	коэффициента теплопередачи в $ккал/м^2$ $ч$ $град$	сопротивления движению воздуха в $кГ/м^2$ через секцию подогрева и полностью открытый фронтовой воздушный клапан
1	$k=12\ (v\gamma)^{0,5}\ \omega^{0,1}$ (при $\omega \geqslant 0,4$ $м/сек$)	$\Delta h_к = 0,16\ (v\gamma)^{1,8}$
2		$\Delta h_к = 0,22\ (v\gamma)^{1,86}$
3		$\Delta h_к = 0,312\ (v\gamma)^{1,86}$

[1] Эти характеристики справедливы и для секций подогрева серии КТ

Учитывая малую зависимость коэффициентов теплопередачи от скорости воды в трубках, обычно применяемую формулу $k=A\,(v\gamma)^m\omega^n$ с погрешностью $\pm 7\%$ можно заменить формулой

$$k = A_1\ (v\gamma)^m = 11,5\ (v\gamma)^{0,5}\ ккал/м^2\ ч\ град \qquad (7.48)$$

(при $\omega \geqslant 0,4$ $м/сек$).

С поворотом створок фронтового клапана изменяются как количество воздуха, проходящего через секцию подогрева, так и сопротивление последней. Согласно исследованиям И. Г. Сенатова и Н. И. Маяковой, изменение относительного расхода воздуха описывается уравнением

$$\bar{x} = 15 + 115\ \frac{\alpha_ф}{70} = 15 + 1,64\ \alpha_ф\%. \qquad (7.49)$$

Здесь $\alpha_ф$ — угол поворота створок фронтового клапана, отсчитываемый от закрытого положения,

$\bar{x} = \frac{G_к}{G}100$ — относительное количество воздуха, проходящего через секцию подогрева, в %

Изменения коэффициентов сопротивления, отнесенных к фасадному сечению фронтового и обводного клапанов, в зависимости от угла поворота створок характеризуются данными, приведенными в табл. 7 16.

Таблица 7 16

Коэффициенты сопротивлений секций подогрева серии Кд, работающих совместно со спаренными воздушными клапанами (по данным И. Г Сенатова и Н И. Маяковой)

Обозначение коэффициента сопротивления	Номинальная производительность кондиционера по воздуху в тыс $м^3/ч$	Число рядов труб $z_{тр}$	Величина коэффициентов сопротивлений $\zeta_ф$ и $\zeta_{о к}$ при угле поворота створок α в *град*																
			5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
Фронтового клапана и секции подогрева	От 10 до 120	1	900	240	110	53	35	25	20	17	15	14	13,1	13,1	13,1	13,1	—	—	—	—
		2	520	160	70	41	31	25,6	22,6	21	20	19,3	19	18,8	18 7	18,7	—	—	—	—
		3	580	200	96	63	46	41	37	34	32	31	30	30	29,6	29,6	—	—	—	—
Обводного клапана и обводного канала $\zeta_{о к}$	10 и 20	—	746	410	250	150	90	56	35	23	16	12	8,9	6,5	5,4	4,2	3,4	3	2,6	2,4
	40, 60, 80 и 120	—	600	300	170	105	70	50	32	23	17	12,8	9,5	7,2	5,5	4,2	3,3	2,8	2,2	1,9

Примечание Приведенные в табл 7 16 данные справедливы для секций подогрева кондиционеров серии Кд производительностью 10 20 40 и 60 тыс $м^3/ч$ и ориентировочно могут применяться при расчете секций кондиционеров производительностью 80 и 120 тыс $м^3/ч$.

1) РАСЧЕТ ТИПОВЫХ СЕКЦИЙ ПОДОГРЕВА СЕРИИ Кд, РАБОТАЮЩИХ СО СПАРЕННЫМИ ВЗАИМНООБРАТНЫМИ ФРОНТОВЫМ И ОБВОДНЫМ ВОЗДУШНЫМИ КЛАПАНАМИ

Заданными величинами являются: общее количество воздуха; его начальная температура и температура, с которой он поступает на следующую стадию обработки; начальная температура теплоносителя; предельные (низшая и высшая) конечные температуры теплоносителя и поверхность одного ряда труб в секции.

При этом возможны два метода теплотехнического расчета секции

При первом методе расчета принимается, что обводной воздушный клапан приоткрыт и через теплоотдающую поверхность проходит часть воздуха, которая перегревается и, смешиваясь с неподогретым воздухом, прошедшим через обводной канал, приобретает необходимую температуру. Дополнительно задаются конечной температурой теплоносителя. Искомыми величинами являются число рядов труб по глубине и количество воздуха, проходящего через фронтовой и обводной клапаны. Аэродинамический расчет заключается в определении суммарного сопротивления секции подогрева и фронтового клапана с не полностью открытыми створками, а также в определении углов поворота створок, при которых обеспечивается равенство сопротивлений проходу воздуха через обводной канал и теплоотдающую поверхность.

При втором методе расчета принимается, что обводной воздушный клапан отсутствует, т. е. через теплоотдающую поверхность проходит весь воздух. Дополнительно задаются величиной $z_т$. Искомой величиной является конечная температура теплоносителя T_2. Для секций первого подогрева температура T_2 должна быть не выше 70 и не ниже 25°С. Температура 25°С регламентируется условием предотвращения замерзания секций. Для секций второго подогрева, которые работают при положительных температурах воздуха, конечная температура теплоносителя T_2 может быть равна $t_к$ +5°С. Скорость движения воды по трубкам в расчетном режиме должна быть не менее 0,4 *м/сек*, т. е в пределах действия формулы (7.48).

Первый метод расчета. При всех положениях створок фронтового и обводного клапанов суммарный расход воздуха должен оставаться постоянным, т. е.

$$G_к + G_{о.к} = G = \text{const}.$$

Весовая скорость воздуха в живом сечении секции подогрева определяется по формуле

$$(v\,\gamma)_к = \left(\frac{11{,}5\,\beta\,Z}{864\,B_х}\right)^2 = \frac{N}{B_х^2}\ кг/м^2 \cdot сек. \qquad (7.50)$$

где $N = \left(\frac{11{,}5\,\beta Z}{864}\right)^2$ — первый конструктивный параметр установки из секций подогрева.

Количество воздуха, подогреваемого 1 $м^2$ поверхности секции, определяется по уравнению

$$g_к = \frac{G_к}{F_н} = \frac{M}{B_х^2}\ кг/м^2 \cdot ч. \qquad (7.51)$$

где $M = \frac{3600\,N}{\beta\,Z}$ — второй конструктивный параметр установки из секций подогрева,

$\beta = F/f_ж$ — коэффициент глубины секции (или ряда);

$B_х$ — температурный критерий для воздухоподогревателя с прикрытым фронтовым и приоткрытым обводным клапанами, равный.

$$B_х = \frac{2\,(t_{см} - t_н)}{2\,\bar{x}\,(T_{ср} - t_н) - (t_{см} - t_н)}; \qquad (7.52)$$

$t_{см}$ — условная температура смеси подогретого и неподогретого воздуха, принимаемая в предположении хорошего перемешивания воздуха за секцией подогрева и равная

$$t_{см} = \frac{G_к t_к + (G - G_к)\, t_н}{G} = \bar{x}\, t_к + (1 - \bar{x})\, t_н \ \textit{град}, \qquad (7\,53)$$

$\bar{x}$ — относительное количество воздуха пропускаемое через секцию подогрева,

$T_{ср}$ — средняя температура теплоносителя в *град.*

Температура подогретого воздуха непосредственно за секцией характеризуется уравнением

$$t_к = \frac{t_{см} - (1 - \bar{x})\, t_н}{\bar{x}} = \frac{1}{\bar{x}}\,(t_{см} - t_н) + t_н \ \textit{град} \qquad (7\,54)$$

Общая поверхность теплоотдачи равна

$$F_н = \frac{G}{g_к} = F_с Z \ м^2 \qquad (7\,55)$$

Величины конструктивных параметров (свободных членов) N и M в формулах (7 50) и (7 51) зависят от коэффициента глубины секции β и Z (табл 7 17)

Таблица 7 17

Значения свободных членов N и M в формулах (7 50) и (7 51)

Количество секций Z	Количество рядов труб $z_{тр}$					
	1		2		3	
	N	M	N	M	N	M
1	0,275	25,5	1,1	51	2,46	75 5
2	1,1	51	4,4	102	9,9	151
3	2,46	75,5	9,9	151	22,1	226

Обозначив

$$\left.\begin{aligned} &\left(\frac{T_{ср} - t_н}{t_{см} - t_н}\right)^2 - a, \\ &\frac{T_{ср} - t_н}{t_{с\,1} - t_н} + \frac{G}{M F_н} - b, \end{aligned}\right\} \qquad (7\,56)$$

можно получить квадратное уравнение, характеризующее относительное количество подогреваемого воздуха,

$$a\bar{x}^2 - b\bar{x} + 0{,}25 = 0 \qquad (7\,57)$$

Если величина $\bar{x}=0$, то весь воздух проходит через обводной канал Если величина $\bar{x}=1$, то весь воздух проходит через теплоотдающую поверхность, а обводной канал закрыт Корни $\bar{x}<0$ и $\bar{x}>1$ не имеют физического смысла Получение этих значений корней свидетельствует о том, что принятая секция подогрева не подходит для заданных условий эксплуатации

Теплотехнический и аэродинамический расчеты секций подогрева по первому методу производят в следующем порядке

а) принимают количество рядов труб в секции $z_{тр}$ и число последовательно установленных секций Z, после чего становится известной величина теплоотдающей поверхности $F=F_с Z$,

б) находят по табл 7 17 соответствующее число M,

в) определяют по формуле (7 57) относительное количество воздуха $\bar{x}$, которое необходимо пропустить через теплоотдающую поверхность,

г) определяют по формуле (7.54) конечную температуру воздуха непосредственно за секцией;

д) проверяют значения скорости воды в трубках секций и температуры воздушной смеси;

е) определяют по формуле (7.49) начальный угол поворота створок фронтового клапана, а по табл. 7.16 — коэффициент сопротивления $\zeta_ф$;

ж) определяют суммарное сопротивление проходу воздуха фронтового клапана и секции подогрева по формуле

$$\Delta h_ф = \zeta_ф \frac{v_ф^2 \gamma_н}{2g} \quad кГ/м^2; \tag{7.58}$$

з) вычисляют коэффициент сопротивления обводного клапана и обводного канала

$$\zeta_{о.к} = \frac{\Delta h_ф}{\frac{v_{о.к}^2 \gamma_н}{2g}}, \tag{7.59}$$

а по табл. 7.16 определяют начальный угол поворота створок обводного клапана.

Пример 7.6. Необходимо подогреть 12 тыс. *кг/ч* воздуха с начальной температурой —30°С ($\gamma_н = 1{,}453$ *кг/м³*) с помощью типовых секций подогрева серии Кд номинальной производительностью по воздуху 10 тыс. *м³/ч*. Температура воздуха, подаваемого на следующую стадию обработки, должна быть $t_{см} = 10$°С. Начальная и конечная температуры теплоносителя соответственно равны $T_1 = 130$°С и $T_2 = 70$°С.

Подобрать количество рядов труб в секции $z_{тр}$ и количество секций Z, определить количества воздуха, пропускаемого через теплоотдающую поверхность и по обводному каналу, а также рассчитать аэродинамическое сопротивление секций.

Решение. 1. Принимаем к установке одну трехрядную секцию подогрева ($z_{тр} = 3$) с площадью поверхности $F_н = 40{,}71$ *м²*, $f_ф = 0{,}8$ *м²*; $f_{о.к} = 0{,}206$ *м²* и $\psi = 0{,}00152$ *м²*.

Из табл. 7.17 при числе секций $Z = 1$ находим $M = 75{,}5$.

2. Вычисляем значения коэффициентов a и b по формулам (7.56):

$$a = \left(\frac{100 + 30}{10 + 30}\right)^2 = 10{,}55;$$

$$b = \frac{100 + 30}{10 + 30} + \frac{12\,000}{75{,}5 \cdot 40{,}71} = 7{,}15.$$

3 Определяем долю воздуха, пропускаемого через теплоотдающую поверхность, по уравнению (7.57):

$$\bar{x}_{1,2} = \frac{7{,}15 \pm \sqrt{7{,}15^2 - 4 \cdot 10{,}55 \cdot 0{,}25}}{2 \cdot 10{,}55} = \frac{7{,}15 \pm 6{,}38}{21{,}1};$$

$$\bar{x}_1 = \frac{13{,}53}{21{,}1} = 0{,}642; \quad \bar{x}_2 = \frac{0{,}77}{21{,}1} = 0{,}0365.$$

Значение корня $\bar{x}_2$ близко к нулю и для данного конкретного примера не имеет смысла, так как при $\bar{x}_2 = 0$ не будет подогрева воздуха.

Весовые количества воздуха, пропускаемые через теплоотдающую поверхность и обводной канал, составляют:

$$G_к = G\bar{x}_1 = 12\,000 \; 0{,}642 = 7700 \; кг/ч;$$

$$G_{о\,к} = G - G_к = 12\,000 - 7700 = 4300 \; кг/ч.$$

4 Определяем температуру воздуха непосредственно за теплоотдающей поверхностью

$$t_к = \frac{1}{\bar{x}} (t_{см} - t_н) + t_н = \frac{1}{0{,}642} (10 + 30) - 30 = 32°\text{С}.$$

5 Вычисляем расход теплоносителя W и скорость его движения в трубках секции подогрева ω с живым сечением для прохода воды ψ

$$W = \frac{G c_р (t_к - t_н)}{1000 (T_1 - T_2)} = \frac{12\,000 \; 0{,}24 \; (10 + 30)}{1000 \; (130 - 70)} = 1{,}92 \; м^3/ч;$$

$$\omega = \frac{W}{3600 \psi} = \frac{1{,}92}{3600 \; 0{,}00152} = 0{,}348 \; м/сек < 0{,}4 \; м/сек.$$

Полученная скорость воды выходит за пределы действия формулы (7.48). В целях повышения скорости теплоносителя принимаем к установке три однорядные секции, последовательно установленные по воздуху и последовательно соединенные по теплоносителю (по противоточной схеме). Величины $F_н$ и M остаются неизменными.

Скорость воды в трубках возрастет и составит

$$\omega = \frac{1{,}92}{3600 \cdot 0{,}00051} = 1{,}05 \text{ м/сек} > 0{,}4 \text{ м/сек}.$$

6. Проверяем температуру воздушной смеси с помощью соотношений (7.51) и (7.52)

$$B_x^2 = \frac{M F_н}{G \bar{x}} = \frac{75{,}5 \cdot 40{,}71}{12\,000 \cdot 0{,}642} = 0{,}4; \quad B_x = \pm 0{,}635.$$

Отрицательная величина B_x не имеет физического смысла. Из выражения (7.52) находим температуру смеси $t_{см}$:

$$0{,}635 = \frac{2\ (t_{см} + 30)}{2 \cdot 0{,}642\ (100 + 30) - (t_{см} + 30)};$$

$$t_{см} = 10^\circ \text{ C}.$$

7. Вычисляем начальный угол поворота створок фронтового клапана и скорость воздуха в фасадном сечении теплоотдающей части секции подогрева по формуле (7.49)

$$\bar{x} = 15 + 1{,}64\ \alpha_ф = 64{,}2; \quad \alpha_ф = 30^\circ.$$

Тогда скорость в фасадном сечении секции будет

$$v_ф = \frac{G \bar{x}_1}{3600 f_ф \gamma_н} = \frac{12\,000 \cdot 0{,}642}{3600 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}453} = 1{,}84 \text{ м/сек}.$$

8. Находим по табл. 7.16, что при $z_{тр} = 3$ коэффициент сопротивления $\zeta_ф = 41$. Тогда потери давления в клапане и секции подогрева с запасом 10% будут следующими:

$$\Delta h = 1{,}1\ \zeta \frac{v_ф^2\ \gamma_н}{2g} = 1{,}1 \cdot 41\ \frac{1{,}84^2 \cdot 1{,}453}{19{,}62} = 11{,}3 \text{ кГ/м}^2.$$

9. Определяем скорость в обводном канале и необходимую величину коэффициента $\zeta_{о.к}$

$$v_{о.к} = \frac{G\ (1 - \bar{x}_1)}{3600\ f_{о.к}\ \gamma_н} = \frac{12\,000 \cdot 0{,}358}{3600 \cdot 0{,}206 \cdot 1{,}453} = 4 \text{ м/сек};$$

$$\zeta_{о.к} = \frac{11{,}3}{\frac{4^2 \cdot 1{,}453}{19{,}62}} = 9{,}5.$$

10. Находим по табл. 7.16, что начальный угол поворота створок обводного клапана должен составлять $\alpha_{о.к} \approx 54^\circ$.

Второй метод расчета. Этот метод применим для секций серии Кд и КТ. Поскольку в расчетном режиме весь воздух проходит через теплоотдающую поверхность, то $\bar{x} = 1$.

В этом случае уравнения (7.50)—(7.52) принимают вид:

$$(v\gamma)_к = \frac{N}{B^2} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}; \tag{7.60}$$

$$g_к = \frac{M}{B^2} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}; \tag{7.61}$$

$$B = \frac{2\ (t_к - t_н)}{(T_1 + T_2) - (t_к + t_н)}. \tag{7.62}$$

Конечные температуры теплоносителя и воздуха характеризуются уравнениями

$$T_2 = \frac{2\,(t_к - t_н)}{\left(\frac{MF_н}{G}\right)^{0,5}} + (t_к + t_н) - T_1 \text{ град}; \qquad (7.63)$$

$$t_к = \frac{\left(\frac{MF_н}{G}\right)^{0,5}(T_1 + T_2) + t_н\left[2 - \left(\frac{MF_н}{G}\right)^{0,5}\right]}{2 + \left(\frac{MF_н}{G}\right)^{0,5}} \text{ град}. \qquad (7.64)$$

Из уравнения (7.63) видно, что при всех прочих равных условиях чем больше поверхность $F_н$ и соответствующая величина M, тем ниже конечная температура воды.

Теплотехнический и аэродинамический расчеты секции подогрева по второму методу производят в следующем порядке:

а) принимают количество рядов труб в секции $z_{тр}$ и число последовательно установленных секций Z, после чего становится известной величина теплоотдающей поверхности $F_н = F_с Z$;

б) находят по табл. 7.17 число M;

в) определяют по формуле (7.63) температуру теплоносителя на выходе из секции подогрева;

г) проверяют значение скорости воды в трубках секций;

д) вычисляют по формулам, приведенным в табл. 7.15, сопротивления проходу воздуха.

Пример 7.7. Рассчитать секции подогрева для условий примера 7.6 при $\bar{x}=1$ и $t_{см}=t_к=10°C$. Конечная температура теплоносителя T_2 должна быть не выше 70°С и не ниже 25°С.

Определить величины $z_{тр}$, Z, T_2, $t_к$ и $\Delta h_к$.

Решение. 1. Предварительно принимаем к установке двухрядную секцию подогрева ($z_{тр}=2$) с площадью поверхности $F=27{,}14$ м²; $f_ж=0{,}353$ м²; $\psi=0{,}00102$ м² и $M=51$.

2. Определяем конечную температуру теплоносителя по формуле (7.63)

$$T_2 = \frac{2\,(10+30)}{\left(\frac{51\cdot 27{,}14}{12\,000}\right)^{0,5}} + (10-30) - 130 = 85° > 70°\text{C},$$

что недопустимо по условиям эксплуатации тепловой сети.

3. Принимаем конечную температуру теплоносителя 70°С и по формуле (7.64) проверяем значение конечной температуры воздуха

$$t_к = \frac{\left(\frac{51\cdot 27{,}14}{12\,000}\right)^{0,5}(130+70) - 30\left[2 - \left(\frac{51\cdot 27{,}14}{12\,000}\right)^{0,5}\right]}{2 + \left(\frac{51\cdot 27{,}14}{12\,000}\right)^{0,5}} = 7{,}75°\text{C} < 10°\text{C}.$$

Это означает, что требуется большая теплоотдающая поверхность.

4. Принимаем три последовательно установленные однорядные секции ($Z=3$ и $z_{тр}=1$) с площадью поверхности $F=13{,}57\cdot 3=40{,}71$ м²; $\psi=0{,}00051$ м², $f_ж=0{,}853$ м² и $M=75{,}5$.

Тогда по формуле (7.63)

$$T_2 = \frac{2\,(10+30)}{\left(\frac{75{,}5\cdot 40{,}71}{12\,000}\right)^{0,5}} + (10-30) - 130 = 8°\text{C},$$

т. е. теплоноситель будет остывать ниже допустимой температуры (25°С).

По формуле (7.64) проверяем конечную температуру воздуха

$$t_к = \frac{\left(\frac{75{,}5\cdot 40{,}71}{12\,000}\right)^{0,5}(130+T_2) - 30\left[2 - \left(\frac{75{,}5\cdot 40{,}71}{12\,000}\right)^{0,5}\right]}{2 + \left(\frac{75{,}5\cdot 40{,}71}{12\,000}\right)^{0,5}}.$$

При температуре обратной воды T_2, равной 70, 40 и 25°С, конечная температура воздуха $t_к$ составит соответственно 22, 16,5 и 13,4°С ($t_к > 10$°С).

Принимаем последние значения T_2 и $t_к$. Таким образом, даже при низшей температуре обратной воды (25°С) конечная температура воздуха будет несколько выше заданной, что создает некоторый запас.

5. Определяем расход теплоносителя и скорость воды в трубах по формулам примера 7 6.

$$W = \frac{12\,000 \cdot 0{,}24\ (10 + 30)}{1000\ (130 - 25)} = 1{,}095\ м^3/ч;$$

$$\omega = \frac{1{,}095}{3600\ 0{,}00051} = 0{,}595\ м/сек > 0{,}4\ м/сек.$$

6 Находим весовую скорость воздуха в живом сечении секции подогрева

$$(v\gamma)'_к = \frac{12\,000}{3600 \cdot 0{,}353} = 9{,}4\ кг/м^2 \cdot сек.$$

7 Определяем сопротивление секции проходу воздуха

$$\Delta h_к = 3\ 0{,}16 \cdot 9{,}4^{1{,}8} = 27{,}3\ кГ/м^2.$$

Из приведенных примеров видно, что при работе секций подогрева в расчетном режиме с частично открытым обводным клапаном всегда достигается снижение сопротивления проходу воздуха и в некоторых случаях не требуется излишняя теплоотдающая поверхность. При работе секций подогрева в расчетном режиме с полностью закрытым обводным клапаном всегда наблюдается повышенное сопротивление, но в ряде случаев возможно применение секций с меньшей глубиной и поверхностью теплоотдачи.

Вследствие того что при втором методе расчета, как правило, теплоноситель остывает на бо́льшую величину, одновременно удается сокращать сечения и вес теплопроводов.

2) РАСЧЕТ ТИПОВЫХ СЕКЦИЙ ПОДОГРЕВА, НЕ ИМЕЮЩИХ СПАРЕННЫХ ВОЗДУШНЫХ КЛАПАНОВ

Особенность расчета этих типовых секций подогрева состоит в том, что заданными величинами являются общее количество воздуха, его весовая скорость в живом сечении, начальная и конечная температуры воздуха, начальная температура теплоносителя и величина поверхности одного ряда труб. Искомыми являются количество рядов труб по ходу воздуха, конечная температура теплоносителя и потери давления на перемещение воздуха.

Расчет этих секций ведется по второму методу (см. стр. 162—163).

Следует заметить, что в конструкции данных секций отсутствует обводной канал, поэтому весовая скорость воздуха в живом сечении при номинальной производительности не превышает 7,9 $кг/м^2 \cdot сек$, а сопротивления при $z_{тр} = 1$ не более 7,5 $кг/м^2$ и при $z_{тр} = 2$ не более 10,5 $кг/м^2$.

Таким образом, теплотехнический расчет секций подогрева, работающих со спаренными фронтовым и обводным воздушными клапанами, рекомендуется производить по первому методу. Расчет состоит в подборе глубины и количества секций, а также в определении начальной степени открытия фронтового клапана, обеспечивающей получение заданной температуры воздушной смеси.

Теплотехнический расчет секций подогрева, работающих без воздушных клапанов, рекомендуется производить по второму методу. Расчет состоит в подборе глубины и количества секций, а также в определении конечной температуры теплоносителя.

При всех прочих равных условиях пользование воздушными клапанами в расчетном режиме позволяет резко снижать сопротивление проходу воздуха и тем самым до некоторой степени исправлять основной

недостаток секций с гофрированным спирально навивным оребрением. Расчет секций подогрева на работу в расчетном режиме с закрытым обводным и открытым фронтовым клапанами приводит к росту сопротивления проходу воздуха.

Воздушный обводной клапан у секций подогрева серии КТ используется при наладке для снятия избыточной теплоотдачи секций.

6. СПОСОБЫ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА ПОСЛЕ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Подогрев воздуха после охладителей (так называемый второй подогрев) применяется для регулирования температуры воздуха в помещении. При регулировании температуры стремятся к тому, чтобы второй подогрев производился по возможности только в промежуточные периоды при малых теплоизбытках в помещении. Тогда в расчетном летнем режиме количество тепла, расходуемого на второй подогрев, равно нулю и холодопроизводительность системы не увеличивается. Если же второй подогрев работает в расчетном летнем режиме, то расходуемое им тепло в конечном счете является холодильной нагрузкой на центр приготовления воздуха и систему холодоснабжения. Соответственно возрастают и объемы кондиционированного воздуха, поскольку в задачу системы входит борьба не только с теплоизбытками помещения, но и с теплом, вносимым калорифером второго подогрева.

Второй подогрев может производиться с помощью калориферов, установленных в прямом проходе или в обводном канале кондиционера, пропуском по обводному каналу теплого рециркуляционного или наружного воздуха и путем утилизации теплоизбытков помещений или тепла наружного воздуха в теплообменниках. В автономных кондиционерах возможно использование теплой конденсаторной воды, использование части поверхности воздушного конденсатора в качестве воздухоподогревателя или специального воздушного конденсатора, комбинируемого с водяным конденсатором.

Подогреватель, установленный в обводном канале, во всех случаях выполняет функции калорифера второго подогрева. Эффект такой установки состоит в том, что благодаря параллельному расположению подогревателя и камеры, с одной стороны, снижается сопротивление кондиционера проходу воздуха, а с другой—легче уравнивается сопротивление обводного канала с общим сопротивлением остальных элементов кондиционера.

Применение в летнее время водяных или паровых калориферов при теплоснабжении от местных котельных часто неудобно, так как приходится специально топить котлы, использовать их на неполной нагрузке и с малым к. п. д. Если же теплоснабжение осуществляется от ТЭЦ, то применение калориферов второго подогрева не вызывает особых эксплуатационных неудобств.

Утилизация тепла воды от конденсаторов холодильных машин приводит к росту поверхностей подогревателей, но позволяет отказаться от снабжения теплом от котельной или ТЭЦ. При этом стоимость эксплуатации, естественно, ниже, так как конденсаторная вода представляет собой «тепловой отход».

Утилизация теплоизбытков помещений для второго подогрева может применяться на промышленных предприятиях.

Использование тепла наружного воздуха или солнечной энергии возможна в местностях с жарким климатом.

1) УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОИЗБЫТКОВ ПОМЕЩЕНИЯ ДЛЯ ВТОРОГО ПОДОГРЕВА

На рис. 7.6 показана схема использования тепла из системы радиационного или панельного охлаждения для подогрева воздуха в калориферах второго подогрева. Наиболее эффективным является предвари-

тельный пропуск отепленной воды через водяные конденсаторы холодильных машин. При необходимости часть воды после конденсаторов может быть направлена на горячее водоснабжение. Таким образом, имеется возможность сочетать в одной системе функции отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения.

Схема, показанная на рис. 7.6, например, весьма подходит для использования в подземных производственных помещениях, где всегда имеются теплоизбытки.

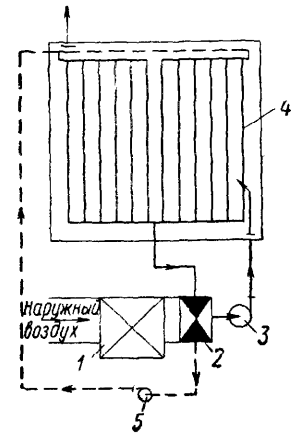


Рис. 7.6. Утилизация теплоизбытков помещения для подогрева воздуха

1 — воздухоохладитель; *2* — калорифер второго подогрева; *3* — вентилятор; *4* — панель радиационного охлаждения; *5* — насос

Комбинированное применение системы радиационного или панельного охлаждения с системой кондиционирования воздуха ведет к уменьшению производительности последней по воздуху, уменьшению размеров кондиционеров и затрат мощности на перемещение воздуха.

2) ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА КОНДЕНСАЦИИ ХЛАДАГЕНТА ДЛЯ ВТОРОГО ПОДОГРЕВА

На рис. 7.7 показаны две схемы установки воздушных конденсаторов для второго подогрева. По схеме, приведенной на рис. 7.7, *а*, воздушный конденсатор представляет собой I ступень конденсатора холодильной машины и питается хладагентом, имеющим наивысшую температуру. По схеме, приведенной на рис. 7.7, *б*, воздушный конденсатор представляет собой II ступень конденсатора холодильной машины и в нем хладагент переохлаждается. При первой схеме следует обязательно регулировать теплопроизводительность воздушного конденсатора с помощью спаренных воздушных клапанов. В противном случае воздух, как правило, перегревается, а холодильная машина в значительной мере расходует холод на собственные нужды, поскольку тепло, вносимое после второго подогрева, в конечном счете увеличивает холодильную нагрузку. Это наблюдалось при испытаниях автономного кондиционера Кд-24, у которого при общей производительности холодильных машин 4600 *ккал/ч* полезно использовалось только 1300 *ккал/ч*.

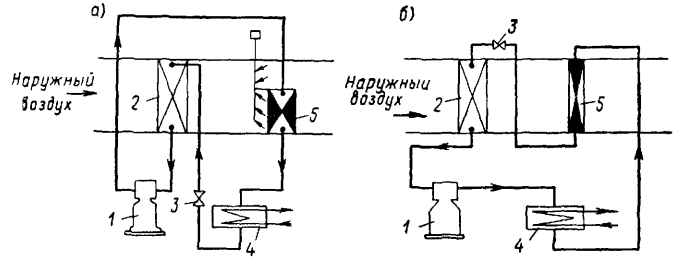


Рис. 7.7. Использование воздушных конденсаторов для второго подогрева

1 — компрессор; *2* — испаритель-воздухоохладитель; *3* — терморегулирующий вентиль; *4* и *5* — конденсаторы соответственно водяного и воздушного охлаждения

Использование тепла переохлаждения конденсата для второго подогрева (см. рис. 7.7, *б*) приводит к повышению удельной холодопроизводительности хладагента, а следовательно, к увеличению холодопроизводительности холодильной машины без изменения ее размеров, числа

оборотов компрессора и мощности. И в этом случае тепло, передаваемое воздуху, численно равно увеличению холодопроизводительности из-за переохлаждения хладагента. Недостаток этого способа заключается в том, что количество тепла, которое может быть отнято от переохлажденного хладагента, сравнительно невелико, поэтому второй подогрев воздуха можно осуществлять только на небольшую глубину.

7. УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА И ХОЛОДА УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА С ПОМОЩЬЮ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ[1]

Использование тепла и холода удаляемого воздуха является одним из средств повышения к. п. д. систем кондиционирования и снижения эксплуатационных затрат на обработку приточного воздуха. Обычно для этого устраивают частичную рециркуляцию внутреннего воздуха. Однако эффективность рециркуляции изменяется в зависимости от суточных и сезонных колебаний параметров наружного воздуха.

В тех случаях, когда по технологическим или санитарно-гигиеническим требованиям не допускается устройство рециркуляции, сооружаются прямоточные системы. В этих системах можно утилизировать тепло и холод выбросного воздуха, используя поверхностные рекуперативные и регенеративные теплообменники.

В рекуперативных теплообменниках тепло между газообразными средами передается через разделяющую стенку, во вращающихся регенераторах теплообмен происходит вследствие аккумуляции тепла насадкой.

Вращающийся теплообменник (рис. 7.8, *а*) состоит из корпуса *1*, ротора *2* и двигателя *3*. Корпус разделен на две части (рис. 7.8, *б*): через одну проходит теплый поток воздуха, через другую — холодный. Ротор представляет собой плоский цилиндр, разделенный радиальными перегородками на секторы, заполненные гладкими и гофрированными металлическими или пластмассовыми листами, сетками, металлической ватой или стружкой. Ротор вращается со скоростью 5—20 *об/мин*, и теплопередающая масса, проходя через поток удаляемого из помещений воздуха, воспринимает тепло или холод, а затем отдает их, проходя через поток наружного воздуха. Края ротора прилегают к уплотнениям *4* в корпусе, которые разделяют воздушные потоки с различной температурой.

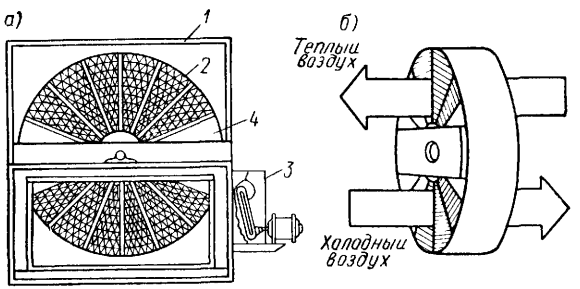


Рис. 7.8. Общий вид вращающегося регенератора

По сравнению с теплообменниками рекуперативного типа вращающиеся регенераторы обладают следующими достоинствами: 1) компактностью (величина поверхности в единице объема составляет 1500—3000 $м^2/м^3$, в то время как у рекуперативных теплообменников — 300—900 $м^2/м^3$); 2) легкостью осуществления противотока, при котором теплообменник обладает наибольшей эффективностью; 3) возможностью применения поверхностей с малыми эквивалентными диаметрами, способствующими увеличению коэффициента теплоотдачи ($d_э = 3 \div 0{,}3$ *мм*); 4) небольшим гидравлическим сопротивлением вследствие малой глубины теплообменника (100—250 *мм*); 5) малой стоимостью изготовления теплопередающей поверхности (элементы поверхности не служат

[1] Написано при участии канд. техн. наук В. П. Ильина.

для разделения взаимодействующих воздушных потоков, вследствие чего не требуются повышенная прочность материала и тщательная герметизация ходов между потоками); 6) малым весом теплопередающей поверхности (обычно на изготовление вращающихся теплообменников требуется в два—пять раз меньше металла, чем на трубчатые и пластинчатые теплообменники); 7) отсутствием необходимости удаления конденсата, ибо при теплообмене, сопровождающемся конденсацией (переходный, а в некоторых случаях и летний режимы работы), влага из одного воздушного потока переносится в другой и там при положительных температурах испаряется; по этой же причине аэродинамическое сопротивление не изменяется, тогда как в рекуперативных теплообменниках под действием молекулярных сил происходит зависание капель конденсата между элементами теплопередающей поверхности и сопротивление увеличивается на 40—50% по сравнению с сухим теплообменом.

Основной недостаток вращающихся теплообменников — наличие взаимного перетекания воздушных потоков через уплотнения при вращении ротора. По данным испытаний В. П. Ильина, это перетекание составило от 2 до 5%.

Количество утилизируемого тепла и холода определяется эффективностью регенератора — отношением фактически переданного тепла (или холода) к максимальному его количеству, которое может быть передано в идеальном противоточном теплообменнике:

$$E = \frac{W_{\text{г}}\,(t_{\text{г}_1} - t_{\text{г}_2})}{W_{\text{мин}}\,(t_{\text{г}_1} - t_{\text{х}_1})} = \frac{W_{\text{х}}\,(t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1})}{W_{\text{мин}}\,(t_{\text{г}_1} - t_{\text{х}_1})}, \qquad (7.65)$$

где $W_{\text{г}} = c'_{\text{р.г}}\,G_{\text{г}}$ и $W_{\text{х}} = c'_{\text{р.х}}\,G_{\text{х}}$ — водяные эквиваленты соответственно теплого и холодного потоков в *ккал/ч град*,

$W_{\text{мин}}$ — наименьший из водяных эквивалентов теплого и холодного потоков в *ккал/ч град*,

$t_{\text{г}_1}$ и $t_{\text{г}_2}$ — соответственно начальная и конечная температуры теплого потока воздуха в *град*,

$t_{\text{х}_1}$ и $t_{\text{х}_2}$ — соответственно начальная и конечная температуры холодного потока воздуха в *град*,

$c'_{\text{р.г}}$ и $c'_{\text{р.х}}$ — весовые теплоемкости соответственно теплого и холодного воздуха в *ккал/кг град*,

$G_{\text{г}}$ и $G_{\text{х}}$ — количество соответственно теплого и холодного воздуха в *кг/ч*.

Эффективность современных вращающихся теплообменников $E = 0{,}8 \div 0{,}85$.

В НИИ санитарной техники В. П. Ильиным проведены экспериментальные исследования двух образцов вращающихся регенераторов. Теплопередающие элементы первого образца были изготовлены из алюминиевой фольги толщиной $\delta = 0{,}15$ *мм* с ромбическими выштампованными выпуклостями высотой 1,5 *мм* и стороной ромба 4 *мм*, расположенными в шахматном порядке. Расстояния между выштамповками составляли по фронту 16 *мм* и по глубине 29 *мм*. Теплопередающие элементы второго образца были изготовлены из гофрированной алюминиевой фольги толщиной $\delta = 0{,}2$ *мм*. Высота гофра составляла 2 *мм*, шаг гофра — 3 *мм*. Опыты были проведены в пределах изменения температур от —7 до +36°С, влагосодержаний от 2 до 25 *г/кг* и весовых скоростей от 1,9 до 4,18 *кг/м²·сек*. При установившемся режиме работы количество конденсирующейся влаги в теплом потоке воздуха оказалось равным количеству испаряющейся влаги в холодном потоке. Поэтому лучи процессов охлаждения и нагрева воздуха на *I—d*-диаграмме имеют одинаковый угол наклона и параллельны между собой. Выяснилось, что коэффициент увеличения теплообмена ξ и эффективность регенератора E не зависят от начального влагосодержания холодного воздуха. Это объясняется тем, что конденсирующаяся на теплопередающей поверхности

влага при вращении ротора попадает в холодный поток воздуха с меньшим парциальным давлением водяных паров и полностью в нем испаряется (при положительной температуре).

На рис. 7.9 представлены на I—d-диаграмме процессы в теплообменнике для опытов с воздухом постоянных начальных температур и энтальпий при одинаковых аэродинамических условиях и постоянном числе оборотов ротора.

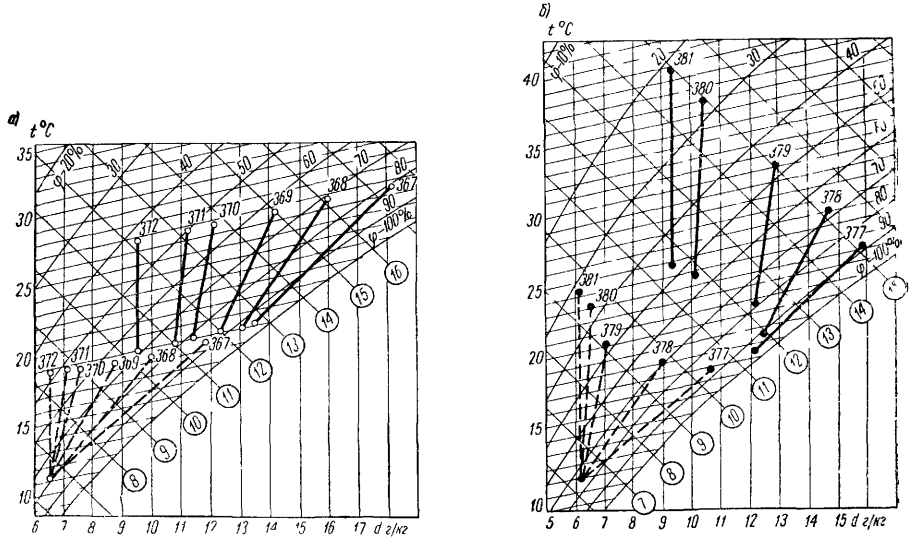


Рис 7 9 Влияние начальных параметров теплого воздуха на процессы во вращающемся регенераторе

а и *б* — соответственно постоянная начальная температура и постоянная начальная энтальпия теплого воздуха 367—372 и 377—381 номера опытов Условные обозначения процессов в регенераторе ——— охлаждение теплого воздуха, — — — нагревание холодного воздуха

Обработка опытных данных показала, что эффективность вращающегося теплообменника E, найденная по выражению (7.65), и общий коэффициент явной теплоотдачи $\alpha_я$, отнесенный ко всей поверхности, практически не зависят от массообмена, характеризуемого величиной ξ.

Общие коэффициенты явной и полной теплоотдачи относили ко всей поверхности теплообменника и к средней разности температур, которую определяли по выражению:

$$\Delta t_{ср\ л} = \frac{(t_{г_1} - t_{х_2}) - (t_{г_2} - t_{х_1})}{\ln \dfrac{t_{г_1} - t_{х_2}}{t_{г_2} - t_{х_1}}} \quad град. \tag{7.66}$$

Опытным путем определяли также коэффициенты явной теплоотдачи α_1 и массоотдачи $\sigma_г$ для теплого потока воздуха

$$\alpha_г = \frac{Q_я}{\Delta t_{г.\ ср} F_г} \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град; \tag{7.67}$$

$$\sigma_г = \frac{Q_п}{\Delta I_{г.\ ср} F_г} \quad кг/м^2 \cdot ч, \tag{7.68}$$

где $\Delta t_{г\ ср}$ — средняя разность температур теплого воздуха и поверхности теплообмена в *град*, равная

$$\Delta t_{г.\ ср} = \frac{(t_{г_1} - t_{п_2}) - (t_{г_2} - t_{п_1})}{\ln \dfrac{t_{г_1} - t_{п_2}}{t_{г_2} - t_{п_1}}};$$

$\Delta I_{г.\,ср}$ — средняя разность энтальпий теплого воздуха и слоя воздуха у теплообменной поверхности в *ккал/кг*, равная

$$\Delta I_{г\,ср} = \frac{(I_{г_1} - I_{п_2}) - (I_{г_2} - I_{п_1})}{\ln \frac{I_{г_1} - I_{п_2}}{I_{г_2} - I_{п_1}}};$$

$t_{п_1}$ и $t_{п_2}$ — средние температуры поверхности соответственно на входе и выходе холодного потока в *град*;

$I_{п_1}$ и $I_{п_2}$ — средние значения энтальпии слоя воздуха у теплообменной поверхности регенератора соответственно на входе и выходе холодного потока в *ккал/кг*

Имея в виду, что $\alpha_г \approx \alpha_х$, $F_г = F_х = F_0/2$ и $\Delta t_{г.\,ср} \approx \Delta t_{ср.\,л}/2$, можно найти приближенную зависимость

$$\alpha_я \approx \frac{\alpha_г}{4} \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \tag{7.69}$$

На основе теоретического анализа и результатов экспериментов в условиях сухого теплообмена установлено, что температура поверхности вращающегося теплообменника изменяется по синусоидальному закону. При этом с увеличением числа оборотов ротора амплитуда колебания температуры уменьшается и ее изменение приближается к прямолинейному закону, характерному для стационарного режима рекуперативных теплообменников. Записи температуры поверхности самопишущим электронным потенциометром показали, что в режимах совместного тепло- и массообмена синусоидальный закон изменения температуры поверхности сохраняется, но амплитуда ее колебания увеличивается по сравнению с сухим теплообменом. Средняя температура насадки при этом не изменяется. Увеличение амплитуды колебания температуры поверхности зависит от количества выпавшей влаги и обусловлено дополнительной аккумуляцией насадкой скрытого тепла конденсации и дополнительными затратами тепла на испарение сконденсировавшейся влаги

Изменение эффективности обоих вращающихся теплообменников при режиме отдачи явного тепла описывается уравнением

$$E = 0{,}502 \left(\frac{\alpha_я F_0}{W_{мин}}\right)^{0,5} \left(\frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)^{-0,2} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{W_{нас}}{W_{мин}}\right)^2}\right]^{0,07}, \tag{7.70}$$

где

$\frac{\alpha_я F_0}{W_{мин}} = \frac{1}{W_{мин}} \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_х F_х} + \frac{1}{\alpha_г F_г}}\right)$ — общее число единиц переноса тепла;

$W_{мин}/W_{макс}$ — отношение водяных эквивалентов взаимодействующих потоков;

$W_{нас}/W_{мин}$ — отношение водяных эквивалентов насадки и воздушного потока с наименьшим водяным эквивалентом;

$\alpha_х$ и $\alpha_г$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно холодного и теплого потоков в *ккал/м²·ч·град*,

$F_х$ и $F_г$ — поверхности теплообмена на сторонах соответственно холодного и теплого потоков в *м²*;

$W_{нас}$ — водяной эквивалент насадки в *ккал/ч·град*, равный

$$W_{нас} = 60\ n\ G_{нас}\ c_{нас};$$

n — скорость вращения ротора в *об/мин*;

$G_{нас}$ — вес насадки в *кг*,

$c_{нас}$ — удельная теплоемкость материала насадки в *ккал/кг·град*.

Эффективность вращающихся регенераторов при режиме совместного тепло- и массообмена характеризуется зависимостью

$$E = 0{,}502 \left(\frac{\alpha_п F_0}{\xi W_{мин}}\right)^{0,5} \left(\frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)^{-0,2} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{W_{нас}}{W_{мин}}\right)^2}\right]^{0,07}. \tag{7.71}$$

Имея в виду, что $\alpha_п = \alpha_я \xi$, уравнения (7.70) и (7.71) можно считать тождественными.

Из результатов экспериментов, материалы которых представлены на рис. 7.10, видно, что для обоих теплообменников с точностью ±2,5% опыты при режиме сухого теплообмена и теплообмена с конденсацией описываются одной зависимостью.

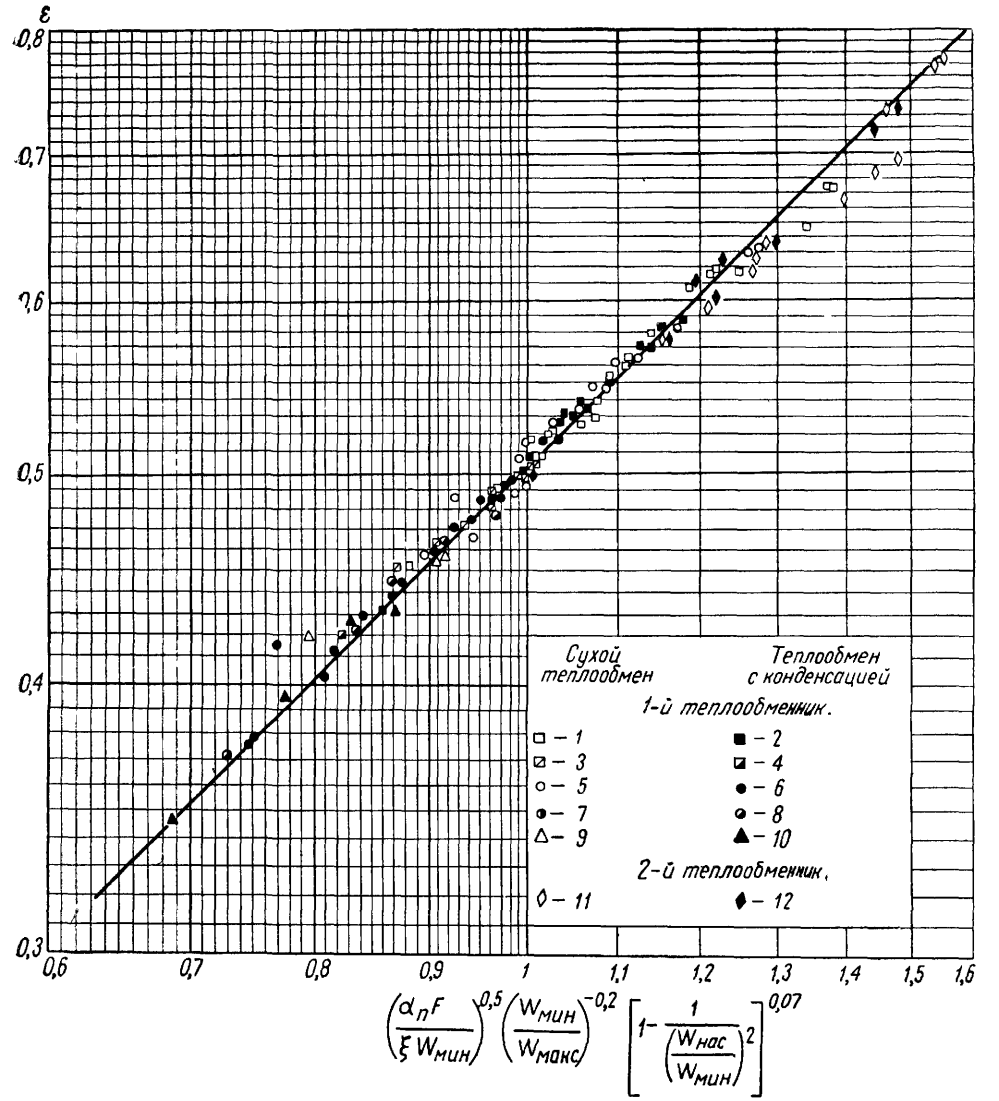


Рис 7.10. Результаты экспериментального исследования вращающихся регенераторов в условиях совместного тепло- и массообмена при $v\gamma$ в *кг/м²·сек*

1 и *2* — 1,9, *3* и *4* — 2,5; *5*, *6*, *11* и *12* — 3, *7* и *8* — 3,5, *9* и *10* — 4,18

Результаты опытов, проведенных в условиях сухого теплообмена (рис. 7.10), хорошо согласуются с теоретическими зависимостями, полученными при решении дифференциальных уравнений, которые описывают аккумуляцию и передачу тепла во вращающемся регенераторе.

Исследование показало, что с увеличением скорости вращения ротора от 0 до 6 *об/мин* эффективность регенератора возрастает, дальнейшее увеличение числа оборотов не оказывает влияния на эффективность регенератора.

Аэродинамические сопротивления (в $кГ/м^2$) исследованных вращающихся теплообменников в зависимости от весовой скорости воздуха ($v\gamma$) в живом сечении описываются уравнениями для образцов № 1 и 2 (соответственно):

$$\Delta H = 0{,}223\ (v\gamma)^{1{,}45}, \tag{7.72}$$

$$\Delta H = 0{,}74\ (v\gamma)^{1{,}45}. \tag{7.73}$$

При значении $v\gamma = 5$ $кг/м^2 \cdot сек$ сопротивление теплообменника № 1 равно 2,3 $кГ/м^2$, а теплообменника № 2 — 7,75 $кГ/м^2$. Аэродинамическое сопротивление теплообменников не зависело от числа оборотов ротора и не изменялось в режимах, протекавших при конденсации влаги.

Методы теплотехнического расчета вращающихся теплообменников, работающих в условиях сухого теплообмена, можно подразделить на две группы. К первой группе относятся способы, основанные на замене вращающегося регенератора эквивалентным по тепловому эффекту рекуперативным теплообменником с введением упрощающих предпосылок о характере температурного поля во вращающейся насадке и коэффициентов для учета нестационарности теплообмена. Ко второй группе относятся способы, основанные на решении дифференциальных уравнений, которые описывают процессы аккумуляции и отдачи тепла вращающейся насадкой. Из-за математических трудностей строгое решение уравнений имеется только для некоторых ограниченных условий (для $W_{мин}/W_{макс} = 1$ и $W_{нас}/W_{мин} = \infty$). Решения даются в графической или табличной формах и распространяются на все остальные случаи. При числе оборотов ротора, соответствующем $W_{нас}/W_{мин} \geqslant 5$, характеристики вращающегося регенератора и противоточного рекуператора практически совпадают и поэтому удается использовать для расчета вращающихся регенеративных теплообменников зависимости, полученные для рекуперативных теплообменников. Однако при указанных методах не учитываются особенности теплообмена во вращающихся регенераторах систем кондиционирования, работающих в условиях конденсации влаги из воздуха.

При совместном тепло- и массообмене обычно полагают, что передача явного тепла происходит вследствие разности температур воздуха и поверхности, а передача влаги — вследствие разности парциальных давлений водяного пара в основной массе воздуха и в слое насыщенного воздуха, прилегающего к пленке конденсата. Если одна часть поверхности сухая, а другая покрыта конденсатом, то теплообменник рассматривается как бы состоящим из двух отдельных теплообменников и расчет каждого из них производится самостоятельно. Методику расчета можно упростить, если считать, что по всей поверхности теплообмена происходит передача полного тепла за счет разности энтальпий в основной массе воздуха и в слое воздуха, прилегающего к поверхности. Температура прилегающего слоя воздуха принимается равной температуре поверхности. Если температура поверхности $t_п$ ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха $t_р$, то поверхность покрыта конденсатом и энтальпия прилегающего слоя воздуха определяется как энтальпия насыщенного воздуха при соответствующей температуре поверхности, т. е

$$I_п = 0{,}24\ t_п + \frac{(595 + 0{,}47\ t_п)\ d_{нас}}{1000}\ ккал/кг, \tag{7.74}$$

где $d_{нас}$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре поверхности в $г/кг$.

Энтальпию слоя воздуха, прилегающего к сухой части поверхности, можно определить следующим образом:

$$I_п = I_р + (t_п - t_р)\ 0{,}24 = 0{,}24\ t_п + \frac{(595 + 0{,}47\ t_р)}{1000}\ d_р\ ккал/кг, \quad (7.75)$$

где $I_р$ — энтальпия насыщенного воздуха при температуре точки росы охлаждаемого воздуха в *ккал/кг*;

$d_р$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре точки росы в *г/кг*.

При движении вдоль сухой части поверхности энтальпия основной массы теплого воздуха снижается вследствие отдачи явного тепла (по линии $d_р = \text{const}$, рис. 7.11), а энтальпия прилегающего к поверхности слоя воздуха соответственно увеличивается вследствие аккумуляции тепла насадкой (также по линии $d_р = \text{const}$). При движении вдоль поверхности, покрытой конденсатом, энтальпия основной массы воздуха снижается по линии $\varphi = 100\%$ вследствие отдачи явного и скрытого тепла; изменение энтальпии слоя насыщенного воздуха, прилегающего к мокрой поверхности, также происходит по линии $\varphi = 100\%$. Таким образом, изменение состояний прилегающего слоя воздуха и основной массы воздуха происходит по кривым (пунктирные линии на рис. 7.11), которые могут быть заменены прямыми линиями, соединяющими начальные и конечные состояния воздуха.

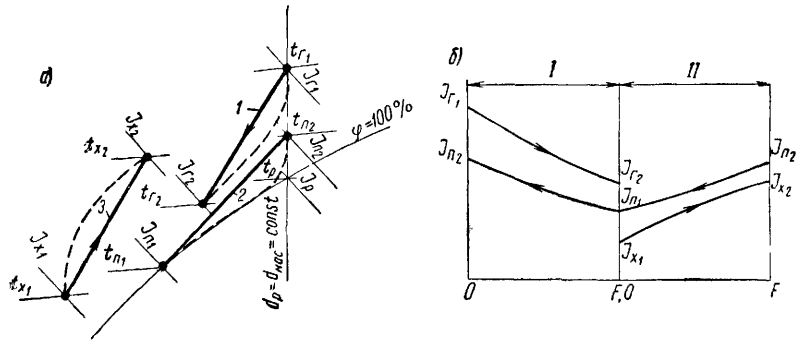


Рис. 7.11. Изменение состояний воздушного слоя, прилегающего к теплообменной поверхности, и основной массы воздуха во вращающемся регенераторе

а — *I* — *d*-диаграмма: *1* — охлаждение и осушка теплого воздуха; *2* — измененне состояния слоя воздуха, прилегающего к теплообменной поверхности; *3* — нагреваиие и увлажнение холодиого воздуха; *б* — изменение энтальпии воздушного слоя, прилегающего к теплообменной поверхности, и основной массы охлаждаемого воздуха при противотоке: *I* — охлаждеиие теплого воздуха; *II* — нагревание холодного воздуха

Расчет вращающегося теплообменника может быть поверочным, когда при известных начальных состояниях взаимодействующих сред требуется определить параметры воздушных потоков после регенератора заданных размеров, и конструктивным, цель которого состоит в подборе или разработке конструкции теплообменника.

При конструктивном расчете предварительно задаются эффективностью регенератора и находят конечные температуры теплого и холодного воздуха в *град*:

$$t_{г_2} = t_{г_1} - E\ (t_{г_1} - t_{х_1}); \quad (7.76)$$

$$t_{х_2} = t_{х_1} + E\ (t_{г_1} - t_{х_1}). \quad (7.77)$$

Далее принимают тип насадки регенератора и, задаваясь весовой скоростью, определяют живое сечение насадки для прохода воздуха. На основании экспериментальных данных о теплоотдаче принятой поверх-

ности, представленных в виде зависимостей критериев Нуссельта или Стантона от критерия Рейнольдса, вычисляют коэффициенты теплоотдачи со стороны теплого и холодного воздуха ($\alpha_г$ и $\alpha_х$), а также общий коэффициент явной теплоотдачи $\alpha_я$. Затем определяют общую поверхность теплообмена и устанавливают основные габариты регенератора. Скорость вращения ротора выбирают такой, чтобы отношение $W_{пас} : W_{мин} \geqslant 5$.

Чтобы убедиться в правильности найденных величин, проводят поверочный расчет. Для этого по уравнению (7.71) вычисляют значение эффективности регенератора, а затем по уравнениям (7.76) и (7.77) проверяют температуры воздуха по сухому термометру на выходе из теплообменника. Конечную температуру теплого воздуха по мокрому термометру находят из выражения [1]

$$\frac{t_{г_2} - t_{г.\,м_2}}{t_{г_1} - t_{г.\,м_1}} = e^{\frac{-\alpha_г F_г}{G_г c'_р}}, \tag{7.78}$$

где $t_{г.\,м_1}$ и $t_{г.\,м_2}$ — температуры теплого воздуха по мокрому термометру соответственно на входе в регенератор и выходе из него в *град*.

При выводе уравнения (7.78) использовано отношение Льюиса и принято, что коэффициент пропорциональности между энтальпией и температурой мокрого термометра является величиной постоянной ($a = I/t_м = \text{const}$). Это справедливо в узком диапазоне температур $10°C \leqslant t_м \leqslant 22°C$. Зависимость (7.78) выражает экспоненциальный закон изменения психрометрической разности температур теплого потока воздуха при прохождении его через вращающийся регенератор. Аналогичное выражение было получено для поверхностных воздухоохладителей, питаемых холодной водой.

Аэродинамическое сопротивление насадки в $кГ/м^2$ можно определить по уравнению Фаннинга

$$\Delta H = f \frac{(v\gamma)^2 l}{2 g r_г} \tag{7.79}$$

или по общепринятому уравнению

$$\Delta H = \zeta \frac{(v\gamma)^2 l}{2 g d_э \gamma}. \tag{7.80}$$

Здесь f — экспериментально устанавливаемый фактор трения,
l — глубина теплообменника по ходу воздуха в *м*;
$r_г$ — гидравлический радиус в *м*,
$\zeta = 4f$ — коэффициент сопротивления;
$d_э$ — эквивалентный диаметр в *м*;
γ — удельный вес воздуха при средней температуре потока в $кг/м^3$.

Проверочный расчет может быть произведен и другим способом в следующем порядке.

1. Принимают в качестве потенциалов тепло- и массообмена разность энтальпий в основной массе воздушного потока и в слое воздуха, прилегающем к теплообменной поверхности (сухой или мокрой).

2. Определяют эффективность регенератора E по уравнению (7.71), а затем — конечные температуры потоков по уравнениям (7.76) и (7.77).

3. Находят средние температуры поверхности в *град* из следующих выражений:

$$t_{п_1} = \frac{\alpha_г t_{г_2} + \alpha_х t_{х_1}}{\alpha_1 + \alpha_х}; \tag{7.81}$$

$$t_{п_2} = \frac{\alpha_г t_{г_1} + \alpha_х t_{х_2}}{\alpha_1 + \alpha_х}, \tag{7.82}$$

где $t_{п_1}$ и $t_{п_2}$ — средние температуры насадки регенератора на входе и выходе холодного воздуха в *град*,

[1] В целях сокращения текста уравнение (7.78) приведено в окончательной форме.

вычисляют энтальпии прилегающего к поверхности слоя воздуха при температурах поверхности ниже и выше точки росы соответственно по уравнениям (7.74) и (7.75).

4. Определяют из выражений (7.67) и (7.68) количества регенерируемого явного и полного тепла, используя соотношение Льюиса $\sigma_г = \alpha_г / c_р'$.

5. Находят энтальпии теплого и холодного воздуха в *ккал/кг* при выходе из регенератора из уравнений

$$I_{г_2} = I_{г_1} - \frac{Q_п}{G_г}; \tag{7.83}$$

$$I_{х_2} = I_{х_1} + \frac{Q_п}{G_х}. \tag{7.84}$$

8. РАСЧЕТ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ЦЕНТРАЛЬНОМ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕ[1]

Продолжительность действия источников искусственного холодоснабжения может быть сокращена, если некоторое время использовать воздухоохладитель центрального кондиционера для охлаждения воды, подаваемой к местным доводчикам. При этом температура точки росы за воздухоохладителем должна быть равна величине, принятой при расчете влажностного режима в помещениях в зимнее время, а скорость воды в трубках и коллекторах воздухоохладителя должна быть не менее 0,4 *м/сек*.

Необходимость подачи холодной воды в теплообменники доводчиков возникает тогда, когда теплоизбытки в помещениях не ассимилируются первичным воздухом, т. е.

$$\Delta Q_{пом} = \Sigma Q_{пост} - q\ (t_{пом} - t_н) - 0{,}24\ G_{пер}\ (t_{пом} - t_{пер}) > 0, \tag{7.85}$$

где $t_н$ — верхняя предельная температура наружного воздуха, при которой возможно охлаждение воды в воздухоохладителе, эту температуру определяют по уравнению

$$t_н = \frac{0{,}24\ G_{пер}\ t_р + 0{,}24\ \Sigma\ [G_{пер}\ (t_{пом} - t_{пер})] - \Sigma\ Q_{пост} + \Sigma\ q\ t_{пом}}{0{,}24\ \Sigma\ G_{пер} + \Sigma\ q}\ \textit{град}. \tag{7.86}$$

Пользуясь выражением

$$T_{ср} < t_{пом} - Q_{пом}\left(\frac{1}{0{,}48\ G_{рец}} + \frac{1}{\alpha_н F_{н.д}}\right), \tag{7.87}$$

определяют среднюю температуру воды $T_{ср}$.

Начальную температуру воды $t_{в.н}$, поступающей в доводчик, при температуре за его теплообменником t_m вычисляют по формуле

$$\frac{\Delta Q_{пом}}{T_{ср} - t_{в.н}} = \left[\frac{\Delta Q_{пом}\ k_{ор}\ d_{вн}^{0,2}\ (72 \cdot 10^5\ ѱ_ж)}{F_{н.д}\ (1240 + T_{ср})\left(\frac{t_{пом} + t_m}{2} - T_{ср} - \frac{\Delta Q_{пом}}{\alpha_н F_{н.д}}\right)}\right]^{1,25}, \tag{7.88}$$

где $k_{ор}$ — коэффициент оребрения теплообменника доводчика,

$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубки теплообменника в *м*

$F_{н.д}$ — поверхность теплообменника доводчика в $м^2$,

$ѱ_ж$ — живое сечение теплообменника по воде в $м^2$,

$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от поверхности к воздуху в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$.

Конечную температуру воды находят из уравнения

$$t_{в.к} = 2\ T_{ср} - t_{в\ н}\ \textit{град},$$

[1] Написано при участии Л. И. Неймарк.

а расходы воды через каждый доводчик по формуле

$$W = \frac{\Delta Q_{\text{пом}}}{t_{\text{в. к}} - t_{\text{в. н}}} \quad кг/ч.$$

Общий расход холодной воды в системе ΣW находят суммированием расходов через доводчики.

Полученные величины W и ΣW не должны быть больше расчетных расходов воды при снабжении от источников искусственного холода. Далее проверяют, достаточна ли выбранная площадь поверхности воздухоохладителя для естественного охлаждения воды

$$F_{\text{н}} = \frac{\Sigma \Delta Q_{\text{пом}}}{k \Delta t_{\text{ср. л}}},$$

где k — коэффициент теплопередачи центрального воздухоохладителя.

Глава 8

БОРЬБА С ЗАПАХАМИ (ДЕЗОДОРАЦИЯ) И АЭРОИОНИЗАЦИЯ

1. ДЕЗОДОРАЦИЯ

Помимо людей и животных источниками запахов в помещениях являются: технологическое оборудование; сырье и готовая продукция; горючие и смазочные материалы; растворители и краски; пищевые и химические продукты; оборудование для приготовления пищи; ковры, мебель, линолеум, декоративная отделка ограждений; загрязненные поверхности элементов систем кондиционирования воздуха; вода, циркулирующая в форсуночных камерах и орошаемых поверхностных воздухоохладителях; разлагающаяся пыль и минеральные масла на поверхностях фильтров и теплообменников; наружный воздух, загрязненный выбросами промышленных предприятий и транспорта.

Существуют более тридцати различных теорий, объясняющих способность человека распознавать запахи, но большинство этих теорий экспериментально не подтверждается. Исключение составляет стереохимическая теория, согласно которой молекулы пахучих веществ раздражают окончания обонятельного нерва. Последний посылает сигнал в обонятельную луковицу и далее — в нижний отдел коры головного мозга, где сигналы суммируются и перерабатываются в характеристики запаха. Д. Эмур установил, что существует семь первичных запахов, из которых можно получить любой запах. Первичные запахи — камфароподобный, мускусный, цветочный, мятный, эфирный, острый и гнилостный. Молекулы первых пяти запахов входят в соответствующие по конфигурации рецепторные участки. Молекулы камфароподобного запаха и рецепторный участок для этой молекулы имеют сферическую форму диаметром около 7 Å ($7 \cdot 10^{-7}$ *мм*); мускусный запах свойствен молекулам, имеющим форму диска с диаметром около 10 Å; цветочный запах дают молекулы, имеющие форму диска с гибким хвостом (напоминают очертания замочной скважины); мятный запах вызывают клинообразные молекулы; эфирный запах вызывают молекулы, имеющие форму палочек; острый запах характерен для молекул, имеющих положительный заряд; гнилостный запах свойствен молекулам с избытком электронов.

Сложным запахом обладают молекулы веществ, попадающие в несколько рецепторных участков.

Проверяя стереохимическую теорию запаха, Д. Эмур, М. Рубин и Д. Джонстон синтезировали сложные запахи из первичных.

Существуют пороговые концентрации веществ, ниже которых запах не ощущается.

Оценивать интенсивность запахов на основе инструментальных замеров в данное время не представляется возможным.

С помощью обоняния люди могут давать только качественную оценку силы запаха. Для такой оценки используют шестибалльные шкалы, которые характеризуют субъективное ощущение силы запаха, не давая оценки степени его приятности (табл. 8.1).

Таблица 81

Шкала запахов

Балл	Запах	
	По Райту	по Яглоу
0	Отсутствует	Незаметный
1	Едва заметный	Заметный
2	Отчетливый	Приемлемый
3	Умеренный	Нежелательный
4	Сильный	
5	Невыносимый	

Используя шкалу Райта, Фельднер провел опрос шести наблюдателей, ощущавших запахи этилмеркаптана различной интенсивности, и установил, что результаты оценки в полулогарифмической сетке аппроксимируются прямой линией, т. е. подчиняются закону Вебера-Фехнера. Острота восприятия запаха падает с увеличением относительной влажности воздуха и практически не зависит от его температуры. Для уменьшения неприятных ощущений от запахов относительную влажность воздуха рекомендуется поддерживать в пределах 45—60%.

В Англии неоднократно обсуждались законодательные меры борьбы с запахами. Однако законопроекты неизменно отвергались, поскольку отсутствуют средства для количественной оценки интенсивности запахов, и, кроме того, собственно запахи, даже неприятные, не приносят вреда здоровью людей. Органолептический способ оценки запахов индивидуумами или группами людей (так называемыми органолептическими панелями) не может быть признан удовлетворительным, так как острота обоняния и правильность оценки силы запахов зависят от особенностей каждого члена группы, его привычек, опыта, образа жизни, трудовой деятельности, пола, возраста и состояния здоровья.

С запахами можно бороться в источнике их образования, в месте их поступления в помещения и, что хуже всего, непосредственно в помещениях, не допуская воздействия запахов на органы обоняния людей.

К физическим методам борьбы с запахами относятся очистка воздуха от пыли и бактерий в воздушных фильтрах, вентиляция помещений чистым наружным воздухом, озонирование, хлорирование, адсорбция, абсорбция и промывка водой. Вентиляция нередко сопряжена с подачей больших объемов наружного воздуха, на обработку которого необходимы значительные количества тепла, холода и электроэнергии. Так, если для ассимиляции углекислоты требуется подавать около 7 $м^3$ воздуха в 1 *ч* на одного человека, то для уничтожения запахов, выделяемых человеком, находящимся в спокойном состоянии, необходимо подавать 14—40 $м^3/ч$, а при выполнении умеренной физической работы—20—62 $м^3/ч$

(нижний и верхний пределы относятся к объемам помещения, приходящимся на одного человека и равным соответственно 13 и 3 $м^3$).

Озонирование при тихом электрозаряде протекает с выделением одноатомных кислорода и азота, которые, взаимодействуя друг с другом, образуют вредные для людей окислы азота. Кроме того, озон в больших концентрациях вреден для здоровья людей (предельно допустимая концентрация 0,1 $мг/м^3$). Применение озона допустимо для борьбы с запахами вентиляционных выбросов, а также в складских помещениях.

Адсорбция при пропуске через активированный древесный уголь и абсорбция с помощью орошения воздуха растворами хлористого кальция и хлористого лития связаны с необходимостью регенерации угля и растворов. Достоинством растворов хлористого лития и хлористого кальция, как указывалось, является их бактерицидное действие.

Промывка воздуха водой в форсуночных и насадочных камерах наиболее доступна, однако при ней удаляются только запахи, вызываемые растворимыми в воде веществами (например, запах аммиака).

Удаление запахов из рециркуляционного воздуха позволяет в ряде случаев сокращать количество вводимого наружного воздуха.

Количество очищаемого рециркуляционного воздуха $L_{рец}$ определяется по формуле

$$L_{рец} = \frac{\frac{1000\ g}{K_1} - L_н}{1 - E}\ м^3/ч, \qquad (8.1)$$

где $L_н$ — объем вводимого наружного воздуха в $м^3/ч$,
g — количество выделяющихся в помещении газов и паров в $кг/ч$,
$E = K_2/K_1$ — эффективность поглощения газов или паров в очистном устройстве;
K_1 и K_2 — концентрация газа или пара на выходе соответственно из помещения и очистного устройства в $г/м^3$.

Если рециркуляционный воздух очищается до предельно допускаемой концентрации $K_{пред}$, то его количество определяется по формуле

$$L_{рец} = \frac{\frac{1000\ g\ E'}{K_{пред}} - L_н}{1 - E'}\ м^3/ч, \qquad (8.2)$$

где $E' = K_{пред}/K_1$.

Наконец, если система кондиционирования воздуха работает на полной рециркуляции (без подачи наружного воздуха), то формула (8.2) принимает вид

$$L_{рец} = \frac{\frac{1000\ g\ E'}{K_{пред}}}{1 - E'}\ м^3/ч. \qquad (8.2а)$$

Продолжительность использования активированного угля определяется по формуле

$$\tau = \frac{[L_{рец}\ (1 - E) + L_н]\ K_1 \cdot 1000}{W\ a_д\ E}\ ч, \qquad (8.3)$$

где W — вес угля в $кг$;
$a_д$ — динамическая активность угля в $кг/кг$.

Продолжительность использования угля, очищающего воздух до предельно допускаемой концентрации, вычисляется по формуле

$$\tau_{пред} = \frac{[L_{рец}\ (1 - E') + L_н]\ K_{пред} \cdot 1000}{W\ a_д\ E'}\ ч. \qquad (8.4)$$

Для пользования формулами (8.1)—(8.4) необходимо располагать сведениями о количестве и качественном составе газов и паров, о допускаемых по условиям дезорации концентрациях пахучих веществ в воздухе, динамической активности угля и его эффективности.

Слой активированного угля толщиной 12,5 *мм* при скорости набегающего потока воздуха 0,2 *м/сек* обладает эффективностью порядка 0,95 После реактивации эффективность слоя угля падает до 0,9. Сопротивление 12,5-*мм* слоя угля проходу воздуха равно 5 *кГ/м*^{2}. Для слоя угля толщиной 25 *мм* эффективность равна 0,98, а сопротивление — 7,5—9 *кГ/м*^{2}. Перед слоем из активированного угля необходимо устанавливать противопыльные фильтры.

Поглощение запахов древесным углем зависит от вида поглощаемых газов и паров, их концентрации, температуры, относительной влажности и скорости воздуха. С помощью активированного угля нельзя очистить воздух от ацетилена, водорода, метана, окиси углерода, углекислого газа и этилена; слабо поглощаются аммиак, бутан, двуокись азота, пропан, пропилен, сернистый газ, сероводород, этиловый эфир. Активированный уголь способен поглощать до 16% от своего веса ацетон, акролеин, анестезирующие вещества, пары метилового спирта и метилового эфира, хлор и до 33% от своего веса пары бензина, автомобильные газы, испарения от человеческих тел и смазочных материалов, хлороформ и фенол.

Годовой расход активированного угля, слой которого при испытании хлорпикрином дает проскок газов через 50 *мин* (по американским источникам), рекомендуется принимать на одного человека в жилых помещениях 0,45 *кг*, в гостиницах 0,9 *кг*, в больницах и лабораториях 1,35 *кг*, в ресторанах и барах 2,25 *кг*. По тем же источникам на 1 *кг* активированного угля в год рекомендуется принимать: 126 *м*^{3} внутреннего объема жилых помещений; 50 *м*^{3} объема помещений типа вокзалов, аудиторий, кабинетов, столовых, гостиниц, мотелей, библиотек, читален, музеев, театров, теплиц, деревообделочных предприятий; 19 *м*^{3} объема хранилищ яблок и фруктов, ресторанов и конференц-залов, парикмахерских, больниц, клиник, хирургических операционных, продуктовых магазинов, теле-, радио-, кино-, фотостудий, школ, лабораторий; 6,2 *м*^{3} объема помещений для животных, химических предприятий и складов.

Фильтры из активированного угля рекомендуется подбирать из расчета расхода воздуха на 1 *кг* угля 19 *м*^{3}/*ч*, а для вытяжных вентиляционных шкафов 6,2 *м*^{3}/*ч*.

По расчетам Ю. Н. Кигура, дезодорация рециркуляционного воздуха активированным углем приводит к сокращению расходов тепла и холода и к существенной экономии денежных средств.

Сравнение эффективности различных методов дезодорации приведено на рис. 8.1. Из этого рисунка следует, что борьба с запахами с помощью активированного угля эффективна при низкой скорости воздуха.

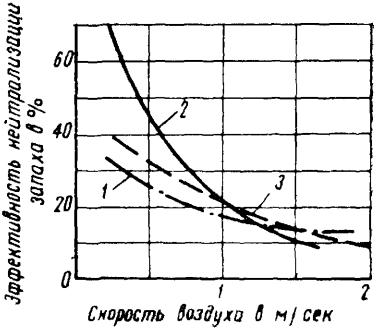


Рис. 8.1. Сравнение эффективности различных методов удаления запахов из воздуха

1 и *2* — при промывке водным раствором гликоля соответственно в орошаемом слое и в слое активированного угля толщиной 19 *мм* (одорант — четыреххлористый углерод); *3* — в фильтре с загрузкой из активированной окиси алюминия с перманганатом калия толщиной 25 *мм* (одорант — дым табака)

Успешную борьбу с запахами обеспечивает *деструктивный метод* окисления. При окислении молекул пахнущих веществ запах лишается своего физиологического действия на органы обоняния нервной системы. Органы обоняния, как известно, не реагируют на запах кислорода и его окислов.

Теоретически существует большое число способов окисления Однако из гигиенических, инженерных и экономических соображений практически приемлем только один способ, который состоит в том, что на молекулы веществ, имеющих запах, воздействует одноатомный кисло-

род О, получаемый из кислорода воздуха при облучении ультрафиолетовыми лучами с определенной длиной волны. Продолжительность существования одноатомного кислорода весьма мала (исчисляется микросекундами), поэтому его действие происходит только в пределах завесы из ультрафиолетовых лучей.

При воздействии ультрафиолетовыми лучами с длиной волны 1849 Å двухатомный кислород расщепляется, а двухатомный азот не расщепляется, а поэтому окислов азота не образуется. Запахи ультрафиолетовыми лучами уничтожаются следующим образом. Загрязненный воздух под влиянием разрежения, создаваемого вентилятором, пропускается через воздушные фильтры, задерживающие масло и пыль, и поступает в расширительную камеру, где проходит через завесу из ультрафиолетовых лучей. Длина расширительной камеры выбирается такой, чтобы время пребывания воздуха в камере составляло 6—8 *сек*. Объем камеры определяется по формуле

$$V = \frac{c\,L}{60}\ м^3, \qquad (8.5)$$

где L — производительность вентилятора в $м^3/ч$,
c — доля воздуха, пропускаемого через камеру ($c=0{,}1 \div 0{,}125$)

Генераторы, создающие ультрафиолетовые лучи, должны быть расположены так, чтобы завеса из лучей перекрывала сечение для прохода воздуха в нескольких местах по длине камеры.

Схема системы кондиционирования воздуха в кухне ресторана с установкой для дезодорации рециркуляционного воздуха показана на рис. 8.2. После дезодорации в систему кондиционирования поступает 90% рециркуляционного воздуха и 10% наружного.

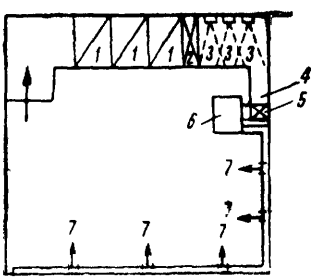


Рис 8 2 Схема системы кондиционирования воздуха с установкой для дезодорации воздуха

1 — масляные фильтры, *2* — двойной сетчатый фильтр, *3* — ультрафиолетовые облучатели, *4* — канал; *5* — вытяжной вентилятор *6* — система кондиционирования приточного воздуха *7* — приточные отверстия

К химическим способам борьбы с запахами относятся сжигание, каталитическое горение, хемсорбция, воздействие на воздух химических реагентов. Прямое и каталитическое сжигание наиболее применимы для борьбы с промышленными выбросами. Воздействие химическими реагентами на приточный воздух, как правило, неприемлемо ввиду токсичности реагентов.

Фильтры из активированной окиси алюминия с перманганатом калия также относятся к химическим средствам борьбы с запахами. Схема их работы следующая: активированная окись алюминия адсорбирует газы и пары, а перманганат калия окисляет поглощаемые вещества, превращаясь в двуокись марганца. Эти фильтры обладают значительным сопротивлением проходу воздуха и сравнительно малой эффективностью.

К психологическим способам борьбы с запахами относятся нейтрализация и компенсация.

Способ нейтрализации был предложен в 1895 г., а позднее он получил неточное наименование метода маскировки.

Зваардемейкер показал, что существуют «пары запахов», которые, будучи смешаны в определенной пропорции, при надлежащем регулировании в период одновременного вдыхания создают временный психофизиологический эффект потери обоняния человека, что равносильно параличу органов обоняния На практике второй запах, добавляемый к пахнущему воздуху, вводится путем очень тонкого распыления жидкого маскирующего агента. В состав распыляемых деодорантов входят эфирные масла, хлорофилл и химические вещества; частицы деодоранта дол-

гое время витают в воздухе. Во избежание неприятного воздействия распыляемых агентов на органы дыхания, пищеварения, глаза и кожный покров, а также на продукты питания возможность применения метода нейтрализации каждый раз надлежит предварительно согласовывать со специалистами-медиками.

Метод компенсации состоит в перекрытии неприятного запаха приятным. Запахи могут быть несовместимыми, тогда возможно образование третьего, еще более неприятного запаха.

Наибольший эффект и наименьшие единовременные и эксплуатационные затраты свойственны ультрафиолетовому облучению, пропуску через активированный уголь и промывке воздуха водой в форсуночных камерах.

2. ИОНИЗАЦИЯ ВОЗДУХА

Под влиянием ионизирующих агентов (радиоактивное излучение почвы, космическое излучение) от молекулы газа отделяется электрон, который затем присоединяется к нейтральной молекуле, образуя отрицательный ион, а атом или молекула, лишенные электрона, образуют положительный ион.

Легкие атмосферные ионы состоят из группы молекул. Тяжелые ионы образуются при соединении легкого иона с пылинками и водяными каплями.

Степень ионизации атмосферы характеризуется количеством ионов в 1 $см^3$ воздуха. Обычно в 1 $см^3$ наружного воздуха содержится около 1000 легких ионов, но в зимнее время их содержание падает до 200, а летом иногда поднимается до 3000, вблизи же водопадов до 10 000 и более ионов.

Отрицательные и положительные ионы различно действуют на организм и окружающую среду. Отношение количества положительных легких ионов к количеству легких отрицательных ионов называют *коэффициентом униполярности,* последний устанавливается отдельно для легких ионов $q=n^+/n^-$ (в атмосфере $q=1\div2$) и отдельно для тяжелых ионов $Q=N^+/N^-$.

Исследования, проведенные А. А. Минхом, Г. Э. Лестгафтом и другими, показали, что вблизи заводов, котельных, электростанций наблюдается значительная концентрация тяжелых ионов, которая может служить одним из критериев загрязнения воздуха. В воздухе производственных помещений имеются значительные концентрации легких и тяжелых ионов обеих полярностей. Особенно высокие концентрации тяжелых ионов наблюдаются при электросварке, литье и других процессах, связанных с выделением вредностей.

Исследованиями лаборатории аэрозолей Ленинградского научно-исследовательского института гигиены труда и профзаболеваний установлено, что пыль, несущая на себе электрические заряды, задерживается в дыхательных путях человека в гораздо большем количестве, чем нейтральная. Попав в легкие, пыль теряет свой заряд, вследствие чего пылевые конгломераты распадаются, образуя большие поверхности, состоящие из мельчайших частичек пыли. Это может привести к активизации физико-химических свойств пыли и усилению ее биологической активности. Загрязненные молекулы газа при вдыхании человеком полностью задерживаются в дыхательных путях, а сопутствующие им гидроионы задерживаются на 80—90%.

Солнечное сияние, температура и степень влажности воздуха, дожди (особенно грозовые), обильное выпадение снега, направление и сила ветра оказывают влияние на степень аэроионизации наружного воздуха и иногда определяют ее знак.

Искусственной аэроионизацией можно осаждать пыль, однако выпадающая из воздуха пыль и сопутствующие ей бактерии оседают на потолок, стены, пол и окружающие предметы.

Искусственная ионизация воздуха по назначению и под контролем врачей применяется в профилактических целях, а также при лечении острых катаров верхних и нижних дыхательных путей, бронхиальной астмы, гипертонической болезни (на ранних стадиях), ожогов и ран. Дозировка аэроионов, продолжительность сеансов и их число устанавливаются врачами с учетом индивидуальных особенностей людей и характера протекания болезней. В большинстве случаев на организм благотворно влияют отрицательные ионы, однако иногда используют и положительные ионы, которые тоже вызывают улучшение состояния больных.

Наличие отрицательных ионов в воздухе производственных помещений способствует уменьшению потенциала статического электричества, вызываемого трением (например, в производстве искусственных и синтетических волокон), улучшению технологических процессов и снижению пожарной опасности.

Некоторые специалисты в свое время указывали на то, что в системах кондиционирования при обработке в калориферах и фильтрах, а также при перемещении воздуха по металлическим каналам теряется большое количество легких отрицательных ионов, вследствие чего воздух якобы утрачивает свою «жизненную силу». Эти сведения дали возможность настаивать на массовом внедрении аэроионизации в системы кондиционирования воздуха промышленных, общественных и жилых зданий.

Исследования, проведенные Р. Ф. Афанасьевой в московском кинотеатре «Пламя», показали, что в поверхностных воздухоохладителях концентрация легких отрицательных ионов практически не снижается, после фильтров и металлических воздуховодов уменьшается на 55%, после калориферов падает, после форсуночной камеры резко возрастает. Наличие рециркуляции в летнее время вызывает уменьшение числа отрицательных ионов, а в зимнее время практически не влияет на их концентрацию. Присутствие людей вызывает снижение концентрации легких ионов тем больше, чем меньше кратность воздухообмена. Если кратность составляет 13 $^1/_ч$ и на каждого человека подается 70—80 $м^3$ воздуха в 1 *ч*, то число легких ионов в воздухе помещения практически становится равным числу этих ионов в атмосферном воздухе.

По некоторым данным, наибольшее число отрицательных ионов образуется в форсуночных камерах, стенки которых изнутри облицованы стеклом или гранитными плитками. Повышение давления воды до 2,3—3,5 *ати* перед форсунками также вызывает увеличение количества отрицательных ионов, а повышение температуры распыляемой воды — увеличение количества положительных ионов. При добавлении в камеру орошения кислорода количество отрицательных легких ионов резко возрастает.

В. Ф. Кириллов указывает, что деионизированный воздух, попадая в помещение, снова ионизируется вследствие распада радиоактивных элементов, содержащихся в строительных материалах ограждений. Уровень ионизации зависит от интенсивности ионообразования и степени чистоты воздуха. На основании теоретических и экспериментальных исследований В. Ф. Кириллов пришел к выводу, что восстановление уровня ионизации воздуха в помещениях исключает необходимость искусственной ионизации деионизированного воздуха, прошедшего через фильтры из материала ФПП-15.

Врачи Л. Я. Уквольберг и В. М. Дмитриев вместе с инж. Н. С. Колодиной длительно наблюдали за ионосодержанием воздуха в судовых помещениях и в кондиционерах. Они пришли к выводу, что, несмотря на

некоторое снижение концентрации легких отрицательных ионов в металлических пластинчатых калориферах, последующее возрастание ее после форсуночных камер приводит к уменьшению концентрации в судовых помещениях, которое не столь значительно, чтобы диктовать необходимость искусственной ионизации. Авторы особо отметили желательность снижения относительного количества рециркуляционного воздуха.

Органами здравоохранения не подтверждена допустимость применения искусственной ионизации воздуха для практически здоровых людей, поэтому в настоящее время прибегать к искусственной ионизации воздуха в системах кондиционирования воздуха не следует. Необходимо предварительно выполнить цикл научно-исследовательских работ, которые позволят выяснить области целесообразного применения ионизации воздуха.

Глава 9

ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В настоящей главе рассмотрены только специфические особенности теплоснабжения систем кондиционирования воздуха (СКВ), проявляющиеся главным образом при снабжении теплом калориферов второго, местного или зонального подогревов и теплообменников эжекционных и вентиляторных доводчиков. Вопросы холодоснабжения рассмотрены более широко.

1. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ КАЛОРИФЕРОВ ВТОРОГО, МЕСТНОГО ИЛИ ЗОНАЛЬНОГО ПОДОГРЕВОВ ВОЗДУХА

Снабжение теплом калориферов второго, местного или зонального подогревов воздуха, подаваемого в кондиционируемые помещения, должно, как правило, производиться с помощью теплоносителя воды. Регулирование паровых калориферов затруднено, поэтому пар применяют в исключительных случаях и только низкого давления (0,5—1 *ати*). За рубежом находит применение вакуумный пар с температурой 70—90°С.

Присоединять по непосредственной схеме калориферы второго, местного или зонального подогревов круглогодичных СКВ к теплосетям не следует, потому что потребление тепла этими калориферами не зависит (или мало зависит) от температуры наружного воздуха, т. е. не связано с графиком работы теплосети.

Для калориферов второго, местного или зонального подогревов применяется количественное регулирование подачи воды постоянной температуры. Для получения воды с постоянной температурой используют смесительные установки, выполненные по одной из двух схем на рис. 9.1.

По первой схеме (см. рис. 9.1, *а*) вода из подающей линии теплофикации *1* с температурами, изменяющимися в пределах от 150 до 70°С, через автоматический клапан *2* поступает в узел *3*, в который по трубе *4* подается обратная вода от калориферов местного или второго подогревов *6*. Смешанная вода из узла *3* по трубопроводу *5* при постоян-

ной температуре (например, 70°С) подается к калориферам *6*, теплоотдача которых регулируется клапанами *7*

Температура обратной воды не регулируется и равна обычно 40—50°С. Обратная вода по трубопроводу *8* поступает к насосу *9*, который перекачивает ее к узлу *10* и далее по трубопроводу *11* через клапан *12* в обратную линию теплоснабжения *13* или по трубопроводу *4* к узлу *3*.

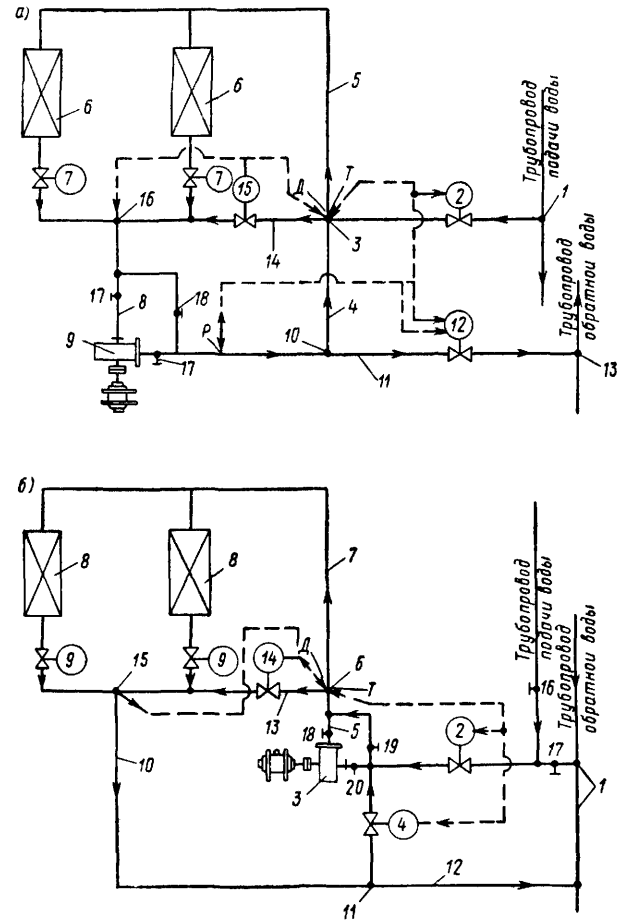


Рис 9 1 Смесительные установки

а — присоединяемая к подающему и обратному трубопроводам теплоснабжения *б* — присоединяемая в холодное время года к обратному трубопроводу теплоснабжения

При частичном или полном закрытии клапанов *7* вода из узла *3* по трубопроводу *14* через клапан *15* частично или полностью поступает в трубопровод *8*.

Температура воды в узле *3* поддерживается на постоянном уровне терморегулятором *Т*, а постоянное количество циркулирующей воды поддерживается регулятором давления *Д* по разности давлений в точках *3* и *16*. На теплый период года насос *9* останавливается, ручные вентили *17* закрываются, а вентиль *18* открывается и система работает под давлением насосов теплосети

При расчете первой схемы (см. рис. 9.1, *а*) насос подбирается на производительность W в $м^3/ч$ и на компенсацию потерь давления $H_н$ в кольце трубопроводов *9—10—3—5—6—8—9* при закрытых клапанах *15* и *2*

При закрытом клапане *2* (см. рис. 9 1, *а*) вода движется через калориферы *6*, перекачиваемая насосом *9*, а при частичном или полностью открытом клапане *2* также и за счет разности давлений в трубопроводах теплосети между точками *1* и *13*, что компенсируется прикрытием клапана *12*. При открытии клапана *2* расход в сети может возрасти Но в момент, когда температура воды в теплосети равна температуре, на которую настроен терморегулятор *Т*, вода к калориферам должна поступать только из теплосети в прежнем количестве W. При этом по участку *10—3* вода протекать не будет Потери давления в сети возрастут на величину разности между потерями на участках *1—3* плюс *10—13* и на участке *10—3*, а давление, которое может быть израсходовано на циркуляцию воды, возрастет на величину ΔH_{c_1}, равную разности давлений в подающей и обратной линиях теплофикационной сети между точками *1* и *13*. Если разность сопротивлений участков *1—3* плюс *10—13* и участка *10—3* мала (т е. можно считать, что общая характеристика сети, в области ко-

торой работает насос *9*, не изменялась), то количество воды, проходящей по сети под влиянием дополнительной разности давлений, возрастет.

Для того чтобы количество воды W в $м^3/ч$, циркулирующей в сети, осталось неизменным, суммарное дополнительное сопротивление сети должно быть равно. $\Delta H_д = H_{1-3} + H_{10-13} + \Delta H_{12} - H_{10-3}$, т. е. величина $\Delta H_д$ слагается: из сопротивления участка *1—3*, равного ΔH_{1-3}, сопротивления участка *10—13*, включая сопротивление полностью открытого клапана *12*, равного ΔH_{10-13}, и сопротивления за счет изменения положения плунжера клапана *12* ΔH_{12} за вычетом сопротивления участка *10—3*, равного ΔH_{10-3}.

Клапан *2* на участке *1—3* регулирует приток воды из теплосети и в момент максимального расхода этой воды должен быть полностью открыт. Этот клапан следует рассматривать как регулятор дополнительного источника энергии, подаваемой в сеть смесительной установкой.

В небольших установках и при относительно небольших приращениях расхода ΔW_1 (например, до $\Delta W_1 = 0{,}33W$) клапаном *12* можно управлять от терморегулятора *Т* параллельно с клапаном *2* по взаимно обратной схеме, т. е., открывая клапан *2*, можно закрывать клапан *12*, и наоборот. В больших установках или при больших величинах отклонений (например, при $\Delta W_1 > 0{,}33W$) клапан *12* должен управляться расходомером *Р*, установленным после насоса *9* на трубопроводе *9—10* и настроенным на заданный постоянный расход воды W в $м^3/ч$.

Вторая схема (рис. 9.1, *б*) отличается от первой тем, что смесительная установка присоединена только к обратной трубе системы теплоснабжения, поэтому вода циркулирует целиком за счет работы насоса *3*.

Из обратной линии теплофикации *1* вода с температурами, изменяющимися, например, в пределах от 70 до 42°С, через автоматический клапан *2* перекачивается насосом *3* вместе с обратной водой от калориферов *8*, поступающей через клапан *4*. Смешанная вода нагнетается насосом *3* по трубопроводу *5* в узел *6*, из которого по трубопроводу *7* подается к калориферам *8*, регулируемым клапанами *9*, и далее по трубопроводу *10* к узлу *11*, а затем через клапан *4* к насосу *3* или по трубопроводу *12* — в обратную трубу теплоснабжения *1*. При частичном или полном закрытии клапанов *9* вода из узла частично или полностью поступает по трубопроводу *13*, через клапан *14*—в обратную линию *10* к узлу *11* и далее к насосу *3* или в обратную трубу *1*.

Терморегулятор *Т*, установленный в узле *6*, с помощью клапанов *2* и *4* обеспечивает подачу воды заданной температуры. Регулятор давления *Д*, настроенный на поддержание постоянной разности давлений между точками *6* и *15*, обеспечивает постоянство количества циркулирующей воды с помощью клапана *14* независимо от положения клапанов *9*.

Питание калориферов от обратных магистралей теплофикационной сети по второй схеме более экономично, чем питание по первой схеме, так как не требует увеличения расхода теплоносителя по теплофикационным магистралям, присущего схеме, которая приведена на рис. 9.1, *а*. Однако при второй схеме поверхность нагрева калориферов обычно в два раза превышает поверхность, необходимую при теплоснабжении по первой схеме.

Питание калориферов второго, местного и зонального подогревов можно производить также по закрытым схемам с помощью водоводяных или пароводяных подогревателей. Смесительные установки дешевле и проще установок с водоводяными подогревателями и поэтому должны применяться всегда, за исключением тех случаев, когда соотношение между давлениями в магистральных сетях и допускаемым давлением на калориферы требует применения независимого присоединения к тепловой сети.

Максимальный расход тепла в каждом из калориферов второго, местного или зонального подогревов рассчитывается при полном отсутствии теплоизбытков в обслуживаемом помещении и принимается равным большей из теплонагрузок в теплый и холодный периоды года.

На суммарную максимальную нагрузку системы теплоснабжения всех калориферов второго, местного или зонального подогревов данного объекта вводится понижающий коэффициент $K_н = 0{,}7 \div 0{,}9$ для учета несовпадения максимумов нагрузки отдельных потребителей.

2. СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ И МЕСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Холодоносителем для СКВ, как правило, служит вода от холодильных установок и значительно реже — от естественных источников холода. Растворы солей и фреон различных марок употребляются в качестве холодоносителя редко и только в системах, требующих глубокого охлаждения воздуха. Однако фреоны различных марок целесообразно применять в качестве хладагентов и при неглубоком охлаждении, когда холодильная машина устанавливается рядом с кондиционером, а хладагент является одновременно и холодоносителем.

Схемы систем холодоснабжения зависят от способа получения холода, расположения и расстояния потребителей от источников холода, от типа испарителя, если источником холода является холодильная станция, а также от способа присоединения воздухоохладителя к холодоносителю.

Камеры орошения обычно присоединяются к системе холодоснабжения по одной из схем, показанных на рис. 9.2 и 9.3.

Схема, приведенная на рис. 9.2, применяется для небольших групп кондиционеров с камерами орошения, расположенными вблизи холодильной станции. Баки *3* и *4* располагают ниже поддонов камер орошения *9*, а оси насосов *1* и *2* — ниже уровня жидкости в баке. Насос *2* забирает постоянное количество отработанной воды из бака *3* и после охлаждения ее в закрытом испарителе *7* подает в бак *4*, откуда холодная вода в смеси с рециркулирующей водой, поступающей по трубопроводу *12*, насосом *1* подается в камеры орошения *9* кондиционеров. В зависимости от соотношения производительностей насосов *1* и *2* и положения плунжеров в клапанах *6* вода переливается через перегородку *5* из бака *4* в бак *3*, или наоборот. Эту схему можно применять и для холодоснабжения от станций, оборудованных открытыми испарителями, которые заменяют собой бак *3*, а в некоторых случаях и оба бака *3* и *4*.

Для снабжения больших групп кондиционеров применяется схема, показанная на рис. 9.3. Постоянство расхода воды, подаваемой насосом через испаритель *5*, обеспечивается регулятором расхода *7* или давления, воздействующим на клапан *6*. При уменьшении потребности в холоде клапаны *3* или *12* сокращают потребление холодоносителя из трубопровода *9*, вследствие чего давление холодоносителя в последнем повышается, а расход холодоносителя снижается, регулятор *7* открывает клапан *6*, обеспечивающий циркуляцию через испаритель. Регулятор *7* и клапан *6* дублируются.

Открытые системы холодоснабжения (см. рис. 9.2 и 9.3) требуют восполнения убыли воды вследствие ее испарения и уноса через сепараторы камер орошения. Восполнение расхода воды производится через поплавковый кран, устанавливаемый в поддоне камеры. Количество воды, подводимое к каждой камере, принимают в зависимости от типа установленных форсунок в размере от 1 до 3% производительности ре-

циркуляционного насоса. Общее максимальное количество воды, затрачиваемое на восполнение ее убыли во всех кондиционерах, следует определять путем расчета расходов воды на испарение при наиболее невыгодном эксплуатационном режиме (обычно зимнем) с добавкой 25% на унос воды через сепараторы.

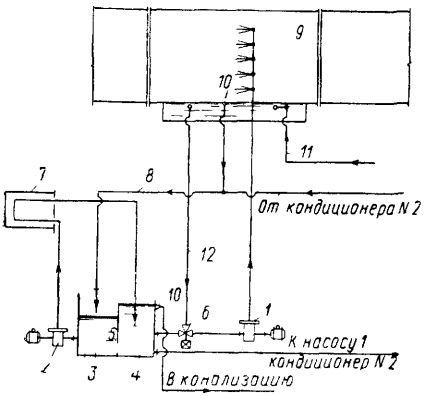


Рис. 9.2 Схема снабжения холодной водой небольшой группы камер орошения, расположенной вблизи холодильной станции

1 — насос камеры орошения, *2* — насос холодильной станции, *3* — бак с отработанной водой, *4* — бак с холодной водой, *5* — внутренняя перегородка, *6* — трехходовой клапан, *7* — испаритель холодильной станции *8* — самотечный трубопровод, *9* — камера орошения; *10* — переливная труба *11* — трубопровод подачи водопроводной воды через шаровой клапан, *12* — трубопровод рециркуляционной воды

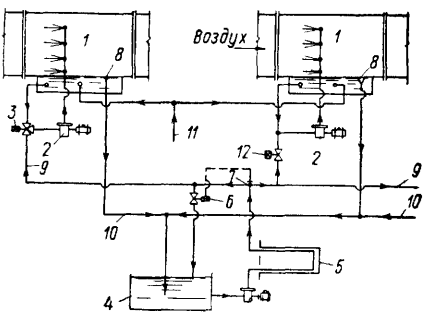


Рис 9 3 Схема снабжения камер орошения холодной водой при большом числе кондиционеров

1 — камеры орошения; *2* — насосы кондиционеров, *3* — трехходовой смесительный клапан, *4* — бак для воды на холодильной станции; *5* — закрытый испаритель холодильной станции; *6* — проходной клапан регулятора расхода, *7* — датчик регулятора расхода; *8* — переливные трубы, *9* — напорный трубопровод холодной воды, *10* — самотечный трубопровод отработанной воды, *11* — трубопровод подачи водопроводной воды через шаровые клапаны, *12* — проходной клапан

Трубопроводы от поддона каждого кондиционера до самотечной магистрали следует проверять на кратковременный пропуск количества воды, равного полной производительности циркуляционного насоса. Магистрали должны рассчитываться на пропуск количества воды, подводимой в камеру орошения извне. Эти количества обычно меньше суммы производительностей циркуляционных насосов данной группы.

Вода, циркулирующая в системе орошения, и вода, подаваемая извне, должна подвергаться очистке в сетчатых фильтрах.

На рис. 9.4 приведена схема закрытой двухтрубной системы холодоснабжения, включающая большое количество местных теплообменников или кондиционеров-доводчиков, которые установлены в многоэтажном здании, и воздухоохладитель центрального кондиционера, подающего первичный воздух к местным кондиционерам. Терморегулятор T_1, воздействующий на трехходовой смесительный клапан *К6,* поддерживает постоянство температуры подаваемой воды. Системы питания теплообменников местных кондиционеров и центральный воздухоохладитель присоединены к испарителю *1* последовательно. В целях сокращения продолжительности работы холодильной машины предусмотрена возможность использования холодного наружного воздуха в качестве источника холода. В холодный период закрываются клапаны *К1*, *К2* и *К4,* открываются клапаны *К3* и *К5* и вода перекачивается насосом *2* через центральный теплообменник *8,* выполняющий в холодное время года функции водоохладителя. В нем производится охлаждение воды наружным воздухом. Далее вода через открытые клапаны К6 и К5 поступает к местным кондиционерам. Теплообменник *8* устанавливается в

центральном кондиционере после калориферов *18* первого подогрева и через него всегда проходит воздух с положительной незначительно колеблющейся температурой, поэтому регулирование температуры охлаждаемой воды не требуется. Насос *17* в период охлаждения воды может не работать. Применение воздухоохладителя для охлаждения воды должно базироваться на тщательном расчете (см. главу 7). Для защиты воздухоохладителя от замерзания должны быть предусмотрены соответствующие меры.

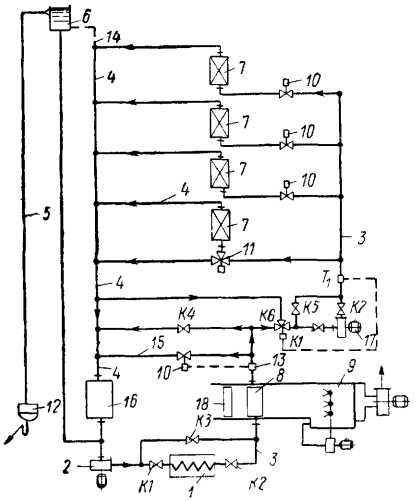


Рис. 9.4. Схема закрытой двухтрубной системы холодоснабжения местных доводчиков и центрального кондиционера

1 — испаритель холодильной станции; *2* — насос; *3* — подающий трубопровод; *4* — обратные трубопроводы; *5* — переливная труба; *6* — расширитель; *7* — поверхностные воздухоохладители доводчиков; *8* — поверхностный воздухоохладитель кондиционера; *9* — камера орошения кондиционера; *10* — проходные регулирующие клапаны; *11* — трехходовой регулирующий клапан; *12* — раковина; *13* — регулятор расхода; *14* — воздушная линия, *15* — перепускной трубопровод; *16* — емкость герметическая; *17* — насос, *18* — калорифер; *K1* — *K6* — водяные клапаны; T_1 — терморегулятор

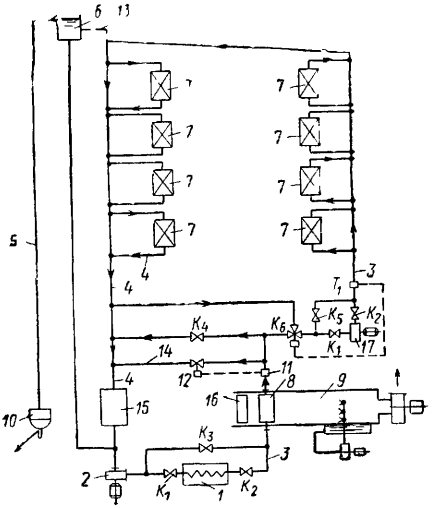


Рис. 9.5. Схема закрытой однотрубной системы холодоснабжения местных доводчиков и центрального кондиционера

1 — испаритель холодильной станции; *2* — насос; *3* — подающие трубопроводы; *4* — обратные трубопроводы; *5* — переливная труба; *6* — расширитель; *7* — поверхностные воздухоохладители доводчиков; *8* — поверхностный воздухоохладитель кондиционера; *9* — камера орошения кондиционера, *10* — раковина; *11* — регулятор расхода; *12* — клапан; *13* — воздушная линия; *14* — перепускной трубопровод; *15* — емкость; *16* — калорифер; *17* — насос; *K1* — *K6* — водяные клапаны; T_1 — терморегулятор

На рис. 9.5 показана схема однотрубной системы холодоснабжения теплообменников-доводчиков. Эта система удобна в тех случаях, когда холодопроизводительность теплообменников регулируется путем изменения количества пропускаемого через них рециркулируемого воздуха. На замыкающих участках стояков устанавливаются диафрагмы или пробочные краны либо устраиваются сжимы, которые служат для уравнивания сопротивлений замыкающего участка и теплообменника. Через теплообменники всегда циркулируют постоянные количества холодной воды.

При расчете однотрубной системы необходимо выбирать разность температур холодной воды по стоякам исходя из максимальных избытков тепла в обслуживаемых помещениях.

Воздухоохладитель *8* в этой системе, так же как и в системе, показанной на рис. 9.4, может быть использован для охлаждения воды, подаваемой к доводчикам в переходный период года.

Закрытые системы холодоснабжения, в которых в качестве холодоносителя употребляются рассолы хлористого кальция и хлористого нат-

рия, имеют некоторые специфические особенности по сравнению с описанными выше системами, работающими на воде. Эти особенности вызваны коррозионным действием рассолов и образованием «шубы» из снега на поверхностях воздухоохладителей.

Схема рассольной системы холодоснабжения приведена на рис. 9.6. Для оттаивания «шубы» из снега в системе предусмотрен подогреватель рассола *2*. В системе отсутствуют емкости для рассола, что допустимо, если холодильная машина снабжена регулятором производительности или если концентрация рассола обеспечивает незамерзание системы при существенном понижении температуры рассола.

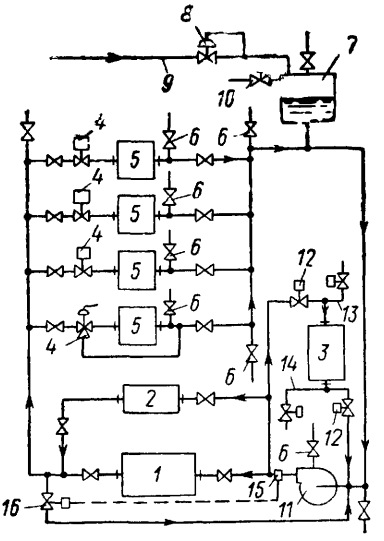


Рис 9.6. Схема закрытой рассольной системы холодоснабжения

1 — испаритель холодильной станции; *2* — подогреватель рассола для снятия «шубы» из снега с воздухоохладителей; *3* — реконцентратор рассола; *4* — регуляторы расхода различных типов; *5* — воздухоохладители; *6* — продувочные краны; *7* — расширительный сосуд; *8* — регулятор давления азота; *9* — подача азота; *10* — предохранительный клапан; *11* — насос; *12* — ручные или автоматические клапаны для пропуска рассола через реконцентратор; *13* — трубопровод теплой воды; *14* — дренажный трубопровод; *15* — регулятор расхода: *16* — автоматический клапан

Для борьбы с коррозией систем холодоснабжения, работающих на рассолах хлористого кальция и хлористого натрия, необходима ежемесячная проверка состояния рассола. Нельзя допускать, чтобы охлаждающий рассол переходил из щелочного в кислый, так как кислоты быстро разъедают металлы, применяемые в системах холодоснабжения.

Свежеприготовленный раствор хлористого кальция обычно содержит достаточно щелочи и имеет щелочную реакцию. Но рассолы при соприкосновении с воздухом постепенно поглощают углекислый газ и кислород, которые нейтрализуют щелочность, и в конечном счете рассол может превратиться в слабокислотный. Разбавленные (слабые) рассолы поглощают кислород гораздо быстрее и обладают повышенным коррозионным действием по сравнению с концентрированными рассолами. Лучшим способом защиты от коррозии является подача инертного газа над поверхностью рассола в расширительном сосуде, как это показано на рис. 9.6.

Уровень кислотности или щелочности рассола выражается величиной активной реакции pH. Величина pH=7 характеризует нейтральную среду; понижение величины pH<7 означает повышение кислотности, а повышение величины pH>7 — повышение щелочности.

Шкала pH — логарифмическая. Так, раствор с величиной pH=5 имеет в 10 раз бо́льшую кислотность (концентрацию ионов водорода), чем рассол с величиной pH=6. Рассол с величиной pH=7,5 для систем, работающих на растворах хлористого кальция или хлористого натрия, считается наиболее приемлемым, так как слабощелочной рассол надежней слабокислотного.

Обслуживающий персонал должен иметь индикатор величины pH и регулярно им пользоваться. Если раствор окажется кислым, то следует поднять величину pH с помощью добавления едкого натра, растворив его предварительно в теплой воде, а если рассол окажется щелочным, то следует добавить хромовую, уксусную или соляную кислоты либо углекислый газ. Кроме регулирования величины pH желательно применять ингибиторы. Для рассольных систем наиболее эффективной и дешевой добавкой является бихромат натрия $Na_2Cr_2O_7$, который легко растворяется в теплой воде.

В рассольных системах могут применяться стальные, железные или медные трубы. Если величина pH рассолов существенно отклоняется от 7,5, то должны применяться стальные трубопроводы. Системы с рассолом $CaCl_2$ обычно выполняются целиком из стали.

3. КОМПЛЕКСНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ МЕСТНЫХ ЭЖЕКЦИОННЫХ И ВЕНТИЛЯТОРНЫХ ДОВОДЧИКОВ

Попеременное снабжение теплообменников теплом и холодом производится по двух-, трех- или четырехтрубной системам.

На рис. 9.7 показана схема закрытой двухтрубной многозональной системы тепло- и холодоснабжения с регулированием тепло- и холодопроизводительности теплообменников водяными автоматическими клапанами *К0*, управляемыми комнатными терморегуляторами. Клапаны *К0* должны быть реверсивными, т. е. при питании холодной водой с понижением температуры в помещениях они должны уменьшать подачу холодной воды, а при питании теплой водой увеличивать ее подачу. Такие клапаны пока не изготовляются, поэтому индивидуальное регулирование теплообменников доводчиков может быть осуществлено путем установки двух клапанов — прямого *К0′* и обратного *К0″* действия, управляемых двумя терморегуляторами, что существенно удорожает систему, является причиной отказа от индивидуального регулирования доводчиков и заставляет прибегать к регулированию групп приборов или целых зон.

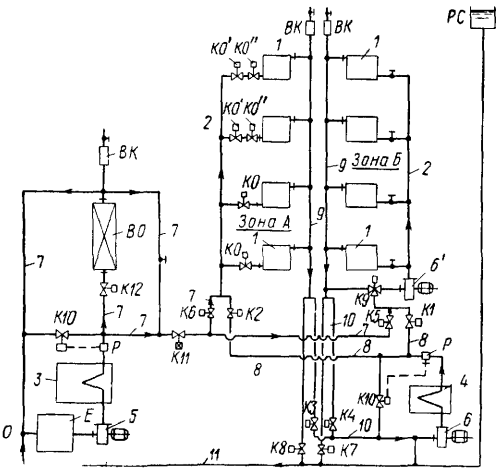


Рис. 9.7. Схема закрытой двухтрубной многозональной системы тепло- и холодоснабжения местных кондиционеров-доводчиков и центрального кондиционера

1 — теплообменник доводчика; *2* — трубопроводы, подающие холодную или горячую воду; *3* — испаритель холодильной станции; *4* — водонагреватель; *5*, *6* и *6′* — насосы; *7* — трубопроводы холодной воды; *8* — трубопроводы горячей воды, *9* — трубопровод обратной воды; *10* — трубопровод к водонагревателю; *11* — трубопровод к испарителю; *К1* — *К12* — водяные клапаны; *ВО* — воздухоохладитель; *ВК* — воздушный кран, *РС* — расширительный сосуд; *Р* — регулятор расхода; *Е* — емкость герметическая

В холодный период года, когда требуется отопление большинства обслуживаемых помещений, должны быть открыты автоматические клапаны *К1* и *К2* и закрыты автоматические клапаны *К11*, *К7* и *К8*. Горячая вода от водонагревателя *4*, перекачиваемая насосом *6*, проходит в систему по трубопроводу *2*, а затем возвращается в водонагреватель *4* через открытые клапаны *К3* и *К4*. В это время снабжение холодной водой включенного в систему воздухоохладителя *ВО* центрального кондиционера при необходимости производится от испарителя *3* по отключенному от остальной системы кольцу *3—ВО—7—0—5*.

В теплый период года, когда требуется охлаждение воздуха большинства помещений, водонагреватель *4* и насос *6* не работают, клапаны *К1* и *К2* закрыты, а клапаны *К11*, *К7* и *К8* открыты. Холодная вода после испарителя *3* разделяется на два потока; один поток через клапаны *К11*, *К5* и *К6* поступает в систему, питающую теплообменники до-

водчиков, и затем возвращается через клапаны *К7* и *К8;* другой поток смешивается с первым в точке *О* и возвращается в испаритель *3.*

Воздухоохладитель *ВО* может быть использован для охлаждения воды, подаваемой к доводчикам в переходный период года, как в системе, приведенной на рис 9.4.

Деление на зоны улучшает регулирование температуры в помещениях и делает двухтрубную систему менее инерционной, так как зону легче перевести с режима охлаждения на режим отопления и наоборот, чем всю систему в целом. При этом, например, в условиях переходного режима зона, которая обслуживает помещения, выходящие на южный фасад, может быть присоединена к источнику холода, а помещения, выходящие на северный фасад, в это же время могут питаться горячей водой из водонагревателя *4.*

Теплообменники доводчиков зоны *Б* (см рис. 9.7) не имеют автоматических клапанов и индивидуальных автоматических регуляторов Регулирование температуры в зоне *Б* предусмотрено с помощью зонального терморегулятора, установленного в одном из помещений, которое по своему тепловому режиму характерно для данной зоны. Зональный терморегулятор управляет трехходовым клапаном *К9*, изменяющим температуру воды, которая подается к доводчикам, путем подмешивания воды из обратного трубопровода этой зоны Для обеспечения работы зоны по описанной схеме необходима установка насоса *6'*. Холодопроизводительность воздухоохладителя *ВО* регулируется клапаном *К12.*

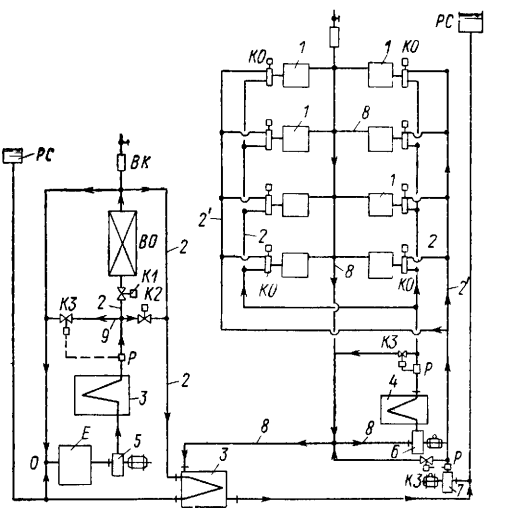


Рис. 9.8. Схема закрытой трехтрубной системы тепло- и холодоснабжения местных кондиционеров-доводчиков и центрального кондиционера

1 — теплообменники доводчиков, *2* — трубопроводы, подающие теплоноситель; *2'* — трубопроводы, подающие холодную воду, *3* — испаритель холодильной станции; *3'* — промежуточный водоводяной теплообменник, *4* — водоподогреватель, *5, 6* и *7* — насосы; *8* — обратные трубопроводы, *9* — обводной трубопровод; *К0, К1 — К3* — водяные клапаны, *Р* — регулятор расхода, *ВО* — воздухоохладитель центрального кондиционера, *ВК* — воздушный кран; *Е* — емкость герметическая *РС* — расширительный сосуд

На рис. 9.8 изображена схема закрытой трехтрубной системы тепло- и холодоснабжения. В этой системе в переходный и частично в теплый периоды года одновременно действуют источники тепло- и холодоснабжения и к каждому теплообменнику по двум параллельным трубопроводам *2* и *2'* подводится горячая и холодная вода, подаваемая насосами *6* и *7*. Впуск в теплообменник воды той или иной температуры и расход поступившей воды регулируется комнатным терморегулятором, воздействующим на автоматический трехходный несмешивающий клапан *К0*. Из теплообменников вода отводится по общему обратному трубопроводу *8*

Постоянство производительности насосов *6* и *7* поддерживается с помощью регуляторов расхода *Р* и клапанов *К3*. В результате к насосу *6* поступает то количество воды, которое насос *6* подает в трубопровод *2*. Соответственно количество воды, поданное насосом *7* в трубопровод *2'*, возвращается из трубопровода *8* к этому насосу. Следовательно, к водоохладителю поступает вода повышенной температуры, а к водонагревателю — вода пониженной температуры. Отсюда неизбежны потери

тепла и дорогостоящего холода, вызванные смешиванием воды с различной температурой. Эти потери и являются основным недостатком трехтрубных систем.

В данной системе так же эффективно можно использовать воздухоохладитель *ВО* для охлаждения воды, подаваемой к доводчикам в переходный период, как и в системе, приведенной на рис. 9.4

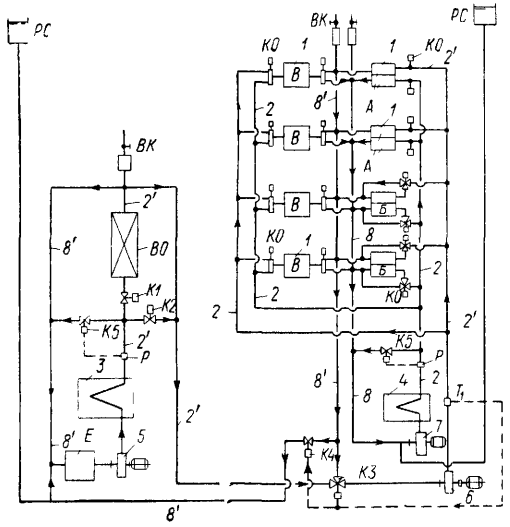


Рис 9 9 Схема закрытой четырехтрубной системы тепло- и холодоснабжения местных кондиционеров - доводчиков и центрального кондиционера

1 — теплообменники доводчиков; *2* — трубопроводы, подающие теплую воду; *2′* — трубопроводы, подающие холодную воду; *3* — испаритель холодильной станции; *4* — водонагреватель; *5, 6* и *7* — насосы; *8* — обратный трубопровод теплой воды; *8′* — обратный трубопровод холодной воды; *ВО* — воздухоохладитель центрального кондиционера; *РС* — расширительный сосуд; *ВК* — воздушный кран; *К0, К1* — *К5* — водяные регулирующие клапаны; *Р* — регулятор расхода; T_1 — терморегулятор; *Е* — емкость герметическая

На рис. 9.9 представлена схема четырехтрубной системы тепло- и холодоснабжения. На ней приведены три варианта регулирования эжекционных доводчиков автоматическими водяными клапанами. При вариантах *А* и *Б* в каждом доводчике устанавливаются по два теплообменника — один для нагрева, а другой — для охлаждения воздуха, при этом каждый из теплообменников имеет собственный регулировочный автоматический клапан *К0* двухпроходной (вариант *А*) или трехпроходной (вариант *Б*). Каждый из этих клапанов управляется самостоятельным терморегулятором. При варианте *В* в доводчике имеется один теплообменник, управляемый двумя автоматическими трехпроходными несмешивающими клапанами от одного комнатного терморегулятора.

Охлаждение воздуха в охладителе *ВО* регулируется клапаном *К1,* одновременно с закрыванием которого открывается клапан *К2,* пропускающий холодную воду в сеть, которая питает доводчики. Постоянство температуры холодной воды, поступающей к доводчикам, обеспечивается терморегулятором T_1, управляющим клапанами *К3* и *К4.* Постоянство расхода воды через испаритель *3* и водоподогреватель *4* обеспечивается регуляторами расхода *Р* с помощью клапанов *К5*

4. ЕМКОСТИ СИСТЕМ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ И ВОДЯНЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ ХОЛОДА

Водяные и рассольные открытые и закрытые системы холодоснабжения, питаемые от холодильных станций, должны иметь следующие емкости, выполняющие одну или несколько функций:

1) выравнивателя работы холодильной станции; минимальная емкость системы холодоснабжения (суммарная емкость бака, аппаратуры и трубопроводов), согласно п. 5.18 СНиП II-Г.7-62, должна быть такова, чтобы при снижении потребления холода число включений одной из холодильных машин на станции было не более четырех в 1 *ч*;

2) расширителя, воспринимающего изменения объема жидкости при изменениях ее температуры;

3) приемника периодических стоков из аппаратуры и трубопроводов, которые расположены выше этой емкости (сток происходит при остановке насосов, при этом холодоноситель должен быть сохранен в системе, т. е. не должен сбрасываться в канализацию через переливную трубу);

4) аккумулятора холода, позволяющего предусмотреть холодильную станцию с меньшей часовой производительностью, чем максимальная часовая потребность в холоде.

Системы холодоснабжения от станций, рассчитанных на пиковую часовую потребность в холоде, проектируются по схемам, описанным на стр. 186—192, а системы с аккумуляторами холода — по указаниям, приведенным ниже.

Максимальная часовая потребность в холоде для СКВ определяется при расчетных параметрах наружного воздуха, регламентированных пп. 2.20 и 4.08 СНиП II-Г.7-62. Наиболее высокие температуры и энтальпии наружного воздуха в течение расчетных суток в среднем приходятся на 15 *ч*.

Баки-аккумуляторы холода устраиваются для того, чтобы снизить часовую производительность холодильной станции от максимальной часовой, соответствующей максимальной потребности СКВ, до среднесуточной или приближающейся к ней потребности. Поэтому баки-аккумуляторы рассчитываются исходя из потребности в холоде в расчетные сутки. Расход холода в расчетные сутки при прочих равных условиях зависит от типа СКВ, при этом различают два типа систем.

К первому типу относятся СКВ, подающие в помещения постоянные количества обработанного наружного воздуха непосредственно или в смеси с рециркуляционным воздухом. При этом последний подмешивается до камеры орошения (или до воздухоохладителя) кондиционера, а регулирование параметров воздуха в помещениях производится изменением температуры подаваемого воздуха в калориферах второго или местного подогрева. *Ко второму типу* относятся СКВ, в которых в зависимости от избытков тепла для регулирования параметров воздуха в помещениях изменяют количество подаваемого воздуха или воздуха, поступающего на вторую рециркуляцию, или периодически выключают из работы часть кондиционеров.

Расход холода системами первого типа зависит от количества и параметров наружного воздуха и продолжительности работы СКВ в течение расчетных суток и не зависит от колебания тепловых нагрузок в обслуживаемых помещениях. Расход холода системами второго типа зависит от количества и параметров наружного воздуха, колебания избытков тепла в обслуживаемых помещениях и продолжительности работы системы в течение расчетных суток.

При расчете аккумуляторов холода принимается, что температура наружного воздуха в расчетные сутки изменяется по закону гармонических колебаний с максимумом в 15 *ч* и минимумом в 3 *ч* по формуле

$$t_н = t_{р.л} - \delta\,\Delta t_A = t_{р.л} - \Delta t_A \frac{1 + \cos\,[15\ (\tau - 3)]}{2}\ \textit{град}, \qquad (9.1)$$

где $t_н$ — средняя температура наружного воздуха в любой час расчетных суток в *град*,

$t_{р.л}$ — расчетная наружная температура для теплого периода года в *град*,

Δt_A — средняя амплитуда колебаний температуры наружного воздуха в течение расчетных суток в *град* (табл. 9.1*);

---

* Указанная таблица составлена на основе данных табл. 2 СНиП II-А 6-62 «Строительная климатология и геофизика». За расчетную среднюю амплитуду колебаний температур наружного воздуха Δt_A принята меньшая из среднесуточных амплитуд июля и августа.

δ — коэффициент, определяемый по расчету или по табл. 9.2 и равный:

$$\delta = \frac{1 + \cos [15\ (\tau - 3)]}{2};$$

τ — время в расчетные сутки в *ч*.

Таблица 9.1

Средние амплитуды колебания температур наружного воздуха в течение расчетных суток

Город	Амплитуда колебаний Δt_A в *град*	Город	Амплитуда колебаний Δt_A в *град*
Астрахань	12,6	Минск	13,8
Ашхабад	15,4	Москва	11,8
Алма-Ата	13,4	Одесса	8,9
Батуми	9,1	Рига	12,0
Баку	7,7	Ростов-на-Дону	14,0
Владивосток	9,0	Рязань	13,8
Волгоград	13,2	Самарканд	17,3
Горький	10,5	Саратов	13,4
Кзыл-Орда	16,6	Свердловск	14,2
Киев	12,6	Таллин	8.4
Красноводск	10,2	Ташкент	17,4
Курск	12,6	Тбилиси	14,3
Ленинград	11,2	Фергана	16,8
Львов	14,1	Харьков	13,9

Таблица 9.2

Величина коэффициента δ по часам суток τ

Часы суток τ	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3
		14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	
δ	0	0,017	0,067	0,141	0,25	0,37	0,5	0,63	0,75	0,85	0,93	0,98	1

При отсутствии атмосферных осадков влагосодержание наружного воздуха достаточно стабильно в течение суток и принимается постоянным. При этих условиях потребность СКВ первого и второго типов в холоде в любой τ час расчетных суток равна:

$$q = K\ [\Delta I_{ср} + 0{,}12\ m_\tau \Delta t_A\ (1 - 2\delta)]\ L\gamma + q_и + q_{ак}\ \textit{ккал/ч}, \qquad (9.2)$$

где K — коэффициент загрузки кондиционера по холоду в долях от полной загрузки; для систем первого типа $K=1$, а для систем второго типа величина K равна отношению избытков тепла в обслуживаемом помещении в данный час суток к максимальным расчетным избыткам тепла, послужившим основой для определения производительности кондиционера,

$$\Delta I_{ср} = \Delta I_{макс} - 0{,}12\ m_\tau \Delta t_A\ \textit{ккал/кг}. \qquad (9.3)$$

$\Delta I_{макс} = I_{нач} - I_{кон}$ — максимальная расчетная разность энтальпий воздуха, соответствующая охлаждению воздуха от начальной энтальпии перед воздухоохладителями $I_{нач}$ до конечной энтальпии после воздухоохладителей $I_{кон}$, при работе на одном наружном воздухе $I_{нач} = I_{р.л}$ (где $I_{р.л}$ — расчетная энтальпия наружного воздуха в теплый период года в *ккал/кг*); при работе с рециркуляцией

$$I_{нач} = I_{р.л}\ m_\tau + I_{рец}\ (1 - m_\tau)\ \textit{ккал/кг}, \qquad (9.4)$$

$I_{рец}$ — энтальпия рециркуляционного воздуха в *ккал/кг*,

$m_\tau = \dfrac{(L\gamma)_{нар}}{L\gamma}$ — доля наружного воздуха в смеси в данный час суток τ,

$(L\gamma)_{нар}$ — количество наружного воздуха в общем количестве охлаждаемого воздуха в *кг/ч*,

$L\gamma$ — общее количество охлаждаемого воздуха в *кг/ч*,

$q_н$ — поступление тепла в сети холодоснабжения за счет работы насосов у кондиционеров в *ккал/ч*, равное $860N$,

N — мощность, потребляемая на валу насосов, в *квт*,

$q_{ак}$ — поступление тепла в аккумулятор холода за счет разности температур в *ккал/ч* (определяется расчетом)

Для определения суточного расхода холода строят почасовой график в координатах τ и q, например, как показано на рис. 9.10, в виде кривой *АБДЕНТКРЛСМПЖИВГ* для систем первого типа и кривой *АБДЕНУРЛСПЖИВГ* для систем второго типа.

Часовые расходы холода определяют, принимая для каждого часа соответствующую величину m_τ, а для систем второго типа — величину коэффициента загрузки K в долях от полной загрузки по холоду.

Планиметрируя площадь, ограниченную полученной кривой (см. рис 9 10,) находят общий расход холода в течение расчетных суток $Q_{сут}$ в *ккал/сутки*.

Минимальная полезная производительность холодильной станции, работающей с аккумуляцией холода, равна·

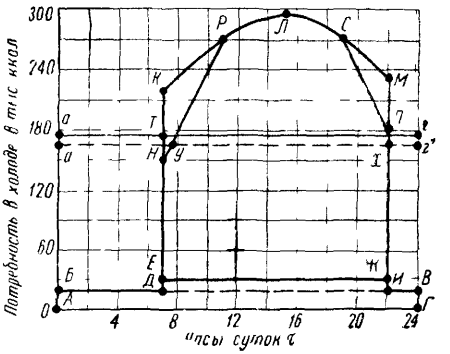


Рис 9 10 Почасовой график расхода холода системами кондиционирования воздуха

$$Q_{х\ ст} = \frac{Q_{сут}}{p}\ \textit{ккал/ч}, \qquad (9.5)$$

где p — продолжительность работы холодильной станции в течение суток принимаемая $\leqslant 24$ *ч*

Допускается принимать $p=24$ *ч*, если круглосуточная работа станции с полной нагрузкой продолжается не более семи суток подряд, при более продолжительных периодах следует принимать $p \leqslant 22$ *ч*

Полная производительность холодильной станции $Q_{х\ пол}$ определяется с учетом поступления тепла (потерь холода в *ккал/ч*) за счет теплопередачи 1) в сети холодоносителя и работы насосов системы холодоснабжения $\Delta Q_{хт}$, 2) за счет теплопередачи в сети и аппаратуру, по которым проходит хладагент, $\Delta Q_{ха}$:

$$Q_{х\ пол} = Q_{х\ ст} + \Delta Q_{хт} + \Delta Q_{ха} = K_п Q_{х\ ст} \qquad (9.6)$$

Суммарные поступления тепла (потери холода) для ориентировочных расчетов допускается учитывать, принимая величину $K_п$ в зависимости от полезной производительности станции: до 150 тыс *ккал/ч* — 1,15—1,2, от 150 до 1500 тыс. *ккал/ч* — 1,12—1,15, более 1500 тыс *ккал/ч* — 1,07—1,12

Ориентировочно можно принимать.

$$\Delta Q_{хт} = 0{,}4\ (K_п - 1)\ Q_{х\ ст}, \qquad (9.7)$$

$$\Delta Q_{ха} = 0{,}6\ (K_п - 1)\ Q_{х\ ст} \qquad (9.8)$$

Величина полезной производительности холодильной станции $Q_{х,ст}$, найденная по формуле (9 5), откладывается на ординате графика (см рис. 9.10), затем проводится прямая, например, $а — г$ для систем первого типа или $а' — г'$ — для систем второго типа

Количество холода, которое может быть аккумулировано, определяется площадью $Q_{ак}$, ограниченной сверху кривой расхода холода, а

снизу — прямой, определяющей полезную часовую производительность холодильной станции $Q_{х.ст}$, т. е. площадью *ТКРЛСМП* для систем первого типа или площадью *УРЛСПХ* для систем второго типа.

Удельное количество аккумулируемого холода зависит от разности температур воды или рассола, получаемых с холодильной станции и возвращаемых на станцию.

5. ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА И НАИБОЛЕЕ УПОТРЕБИТЕЛЬНЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ

Прямое, косвенное или комбинированное испарительное охлаждение воздуха следует применять, как правило, в районах с сухим и жарким климатом, когда одним из этих способов можно обеспечить заданные параметры воздуха в помещениях (см. главу 5). Артезианскую воду, воду горных рек и озер можно применять в качестве холодоносителя, если это экономически целесообразно и, как правило, если температура воды позволяет получить необходимые параметры воздуха при нагреве воды не менее чем на 3°. Применение льда, заготавливаемого путем намораживания воды в бунтах или получаемого из водоемов, рекомендуется для систем, потребляющих до 150 тыс. *ккал* холода в 1 *ч* при максимальной нагрузке, как правило, в районах к северо-востоку от линии Ленинград — Волгоград — Алма-Ата и в тех случаях, когда намораживание и хранение льда производятся в непосредственной близости от потребителя (и лед не приходится перевозить). Прямой контакт между льдом из бунтов или водоемов и воздухом, подаваемым в помещение, не допускается. Наиболее распространено получение холода с помощью холодильных машин, главным образом фреоновых — поршневых при максимальной потребности в холоде до 3 млн. *ккал/ч* и центробежных при потребности от 1,5 млн. *ккал/ч* и более. На промышленных предприятиях применяются в холодильных станциях аммиачные поршневые машины холодопроизводительностью от 150 тыс. до 10 млн. *ккал/ч* и центробежные производительностью от 9 млн. *ккал/ч* и более.

Бромисто-литиевые абсорбционные машины используют при максимальных потребностях в холоде 150 тыс. *ккал/ч* и более при наличии дешевого тепла в виде пара с давлением 0,7 *кГ/см²* и выше или горячей воды с температурой 75°С и выше или дешевого газового топлива, а также в случае, когда требуется снижение вибраций или уменьшение динамических нагрузок на строительные конструкции.

Для холодильных пароэжекторных машин характерны высокая стоимость эксплуатации и малые первоначальные затраты. Эти машины следует применять при малой продолжительности работы в течение года (до 1000 *ч*), при наличии дешевого пара давлением не менее 6 *кГ/см²* для мелких и средних машин и не менее 1 *кГ/см²* для крупных машин с барометрическими конденсаторами и дешевой охлаждающей водой для конденсаторов, а также в случаях, когда требуется снижение вибраций и динамических нагрузок на строительные конструкции.

Данные о расходе металла, приходящегося на 1000 *ккал/ч* установочной мощности холодильных машин различных типов, применяемых в СКВ, приведены ниже (по материалам ВНИИХолодмаш):

аммиачная поршневая	48 *кг*
» турбокомпрессорная	29 »
фреоновая »	17,5* *кг*
пароэжекторная	9 »
абсорбционные бромисто-литиевые:	
на паре	11,5 »
» горячей воде	19,5 »

* В том числе 50% цветного металла.

При определении производительности холодильных машин следует учитывать потери холода на тракте хладагента, холодоносителя и вследствие нагревания воды в циркуляционных насосах. Величину непроизводительных потерь следует обосновывать расчетом. Для ориентировочных расчетов эти потери допускается принимать в следующих пределах для машин:

малых	холодопроизводительностью	до 150 тыс.	*ккал/ч*	15—20%
средних	»	150—1500 »	»	12—15%
крупных	»	более 1500 »	»	7—12%

Фреоновые холодильные машины производительностью до 300 тыс. *ккал/ч* целесообразно комплектовать с воздухоохладителями непосредственного испарения. Однако пока такие испарители применяются только в местных автономных кондиционерах холодопроизводительностью до 50 тыс. *ккал/ч*, для центральных кондиционеров воздухоохладители непосредственного испарения промышленностью не изготовляются.

Холодильные станции рекомендуется компоновать из двух или более однотипных холодильных машин; допускается установка одной машины, имеющей приспособления для автоматического регулирования производительности. Установка резервных холодильных машин, как правило, не допускается.

Температуру кипения хладагента в закрытых испарителях следует принимать на 5° ниже средней температуры холодоносителя. Температуру кипения хладагента (фреона, аммиака) в закрытых кожухотрубных горизонтальных испарителях, охлаждающих воду, следует принимать не ниже 1°С во избежание замерзания воды при понижении нагрузок или нарушении движения воды.

Температуру воды, охлаждаемой в открытых и закрытых вертикальных кожухо-змеевиковых испарителях, следует принимать не ниже 2°С (допускается намораживание льда на трубах при сниженных нагрузках), а температуру холодной воды, получаемой в пароэжекторных и абсорбционных бромисто-литиевых машинах, — не ниже 4°С.

Скорость протока воды через кожухотрубные испарители с поверхностью охлаждения до 400 $м^2$ следует принимать равной 1—1,5 *м/сек*, а с поверхностью охлаждения более 400 $м^2$ — 1,7—2,2 *м/сек*.

Фреоны представляют собой производные углеводородов — метана, этана, пропана и бутана. Употребляются главным образом CF_2Cl_2 — фреон-12, $CFCl_3$ — фреон-11, CHF_2Cl—фреон-22 и $C_2H_3F_2Cl$—фреон-142, при этом пока наибольшее распространение получил фреон-12.

Фреон-12 — бесцветное вещество без запаха, не горюч и не взрывоопасен, обладает высокой способностью проникать через неплотности, интенсивно растворяет смазочные масла. Сухой фреон-12 нейтрален почти ко всем металлам, но растворяет органические вещества. Присутствие влаги ведет к закупорке коммуникаций (вследствие ее замерзания) и возникновению коррозии. При соприкосновении с открытым пламенем и поверхностями , имеющими тепературу около 500°С, фреон-12 разлагается, образуя токсичные соединения. В обычных условиях он малотоксичен, но содержание его в воздухе в количестве 20% и более по объему недопустимо, так как понижает содержание кислорода, и воздух становится непригодным для дыхания. При высоких концентрациях (более 20%) фреон-12 имеет слабый запах эфира. Молекулярный вес фреона-12 — 120,92, температура кипения при нормальном атмосферном давлении —29,8°С, критическая температура 112,04°С, критическое давление 41,96 $кГ/см^2$ и температура замерзания —155°С.

Фреон-22 весьма перспективный холодильный агент. При замене фреона-12 фреоном-22 холодопроизводительность компрессора при одинаковом температурном режиме увеличивается на 60%, а удельный расход

электроэнергии уменьшается примерно на 6% из-за меньших погерь в компрессоре. Коэффициент теплоотдачи фреона-22 на 10—12% выше, чем фреона-12.

Фреон-22 инертен ко всем металлам, кроме сплавов, содержащих более 2% магния, не воспламеняется и не взрывоопасен, почти не растворяет воды и частично растворяется в смазочных маслах. По вредности фреон-22 относится к тому же классу, что и углекислота, т. е. только при концентрациях 2,5% (по объему) вызывает у людей головные боли, а при концентрациях 25—30% может вызвать удушье и постепенную потерю сознания.

Молекулярный вес фреона-22 — 86,48, температура кипения при нормальном атмосферном давлении —40,8°С, критическая температура 96°С, критическое давление 50,33 *кГ/см²* и температура замерзания —160°С

Реже в системах кондиционирования воздуха применяют аммиак.

Аммиак — бесцветное вещество с резким запахом, температура кипения —33°С при атмосферном давлении, нейтрален к стали и чугуну, разрушающе действует на медь и ее сплавы, сильно токсичен — предельная допустимая концентрация 20 *мг/м³*, горюч, при содержании 16—27% образует с воздухом взрывоопасную смесь.

Свойства насыщенных паров фреона-12 и аммиака приведены в справочниках по холодильной технике и в справочнике проектировщика «Вентиляция и кондиционирование воздуха» под общей ред. канд. техн. наук И. Г. Староверова (Стройиздат, 1969).

6. КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

Ниже приведены общие данные о компрессионных холодильных машинах и холодильных станциях для определения их основных размеров, расходов электрической энергии и воды в объеме, необходимом для проектирования СКВ на стадии технического проекта.

Принципиальная схема фреоновой поршневой холодильной машины приведена на рис. 9.11. Компрессор *1* засасывает перегретые пары фреона из теплообменника *2* через фильтр *3*, нагнетает их по трубопроводу *4* в конденсатор *5*. Из последнего жидкий фреон попадает в ресивер *6* и в переохладитель жидкости *7*, который охлаждается водой, поступающей по трубопроводу *8*. Затем вода подается по трубопроводу *9* в конденсатор *5*. Масло из отделителя опускается в картер компрессора. Жидкий фреон направляется в осушитель жидкости *10* и фильтр *11*, а затем проходит через теплообменник *2*, где дополнительно охлаждается, одновременно подогревая проходящий навстречу ему фреоновый пар. Далее жидкий фреон подводится к терморегулирующему вентилю *12*, которым управляет по давлению перед компрессором датчик *13*, и направляется в испаритель *14*, где нагревается и кипит, отнимая тепло от холодоносителя, поступающего по трубопроводу *15*. Воздух, который может попасть в аппаратуру, отводится по трубопроводам *16* и *17* в воздухоотделитель *18* и далее в атмосферу через вентиль *19*.

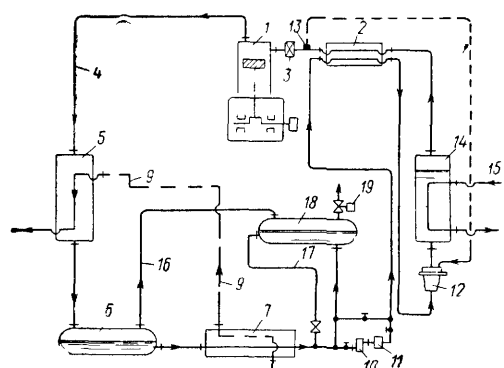


Рис 9 11. Принципиальная схема фреоновой поршневой холодильной машины

Принципиальная схема поршневой аммиачной машины отличается от схемы фреоновой машины отсутствием теплообменника *2* и осушителя жидкости *10*.

Режим работы холодильной машины определяется температурами (в *град*) 1) испарения холодильного агента t_0, принимается исходя из условий работы СКВ; 2) конденсации $t_к$, принимается на 3—4° выше температуры воды, уходящей из конденсаторов; 3) переохлаждения агента $t_п$, принимается на 1—2° выше начальной температуры воды, подаваемой в конденсаторы.

Сравнивать производительность холодильных машин между собой следует, приводя их производительности к одинаковым условиям, т. е. к одинаковым температурам испарения t_0, всасывания $t_{вс}$, конденсации $t_к$, а также к температуре перед регулирующим вентилем $t_и$.

Различают следующие сравнительные условия:

стандартные — $t_0 = -15°C$; $t_{вс} = -10°C$; $t_к = 30°C$ и $t_и = 25°C$;

для кондиционирования воздуха — $t_0 = 5°C$; $t_{вс} = 15°C$; $t_к = 35°C$ и $t_и = 30°C$.

нормальные (применяют редко) — $t_0 = -10°C$; $t_к = 25°C$ и $t_и = 15°C$.

Вместо четырех сравнительных температур часто пользуются только тремя — t_0, $t_к$ и $t_и$.

Детальный расчет холодильной машины производится с помощью схемы холодильного цикла, который обычно строят на $i - \lg P$-диаграмме (рис. 9.12). На правой пограничной кривой находят точку *1*, руководствуясь заданной температурой кипения хладагента t_0. Из этой точки проводят адиабату, характеризующую сжатие паров в компрессоре, до пересечения с прямой, характеризующей постоянное давление в конденсаторе $P_к$, которое соответствует заданной температуре конденсации хладагента $t_к$. В результате получают точку *2*, характеризующую параметры паров хладагента при выходе из компрессора.

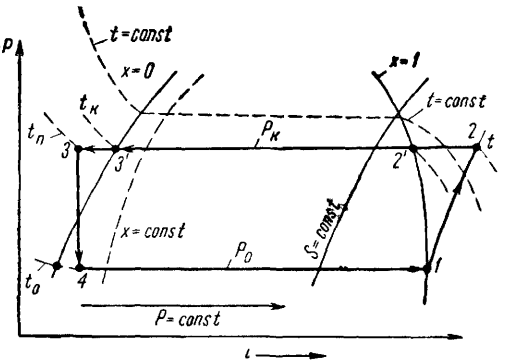


Рис. 9.12. Цикл холодильной машины в энтальпийной i—lg P-диаграмме

1 — 2 — адиабатическое сжатие; *2 — 2'* — охлаждение в конденсаторе при $P_к$=const; *2' — 3'* — конденсация при $t_к$=const, *3' — 3* — переохлаждение хладагента до температуры $t_п$; *3, 4* — дросселирование при i=const; *4 — 1* — кипение хладагента в испарителе при t_0=const и P_0

Процесс в конденсаторе и переохладителе изображают прямой *2—3*, которая характеризуется постоянным давлением $P_к$ и тремя различными температурами: постоянной температурой конденсации на участке *2'—3'*, более высокой температурой паров после компрессора t_2 и более низкой температурой при выходе жидкого хладагента из переохладителя t_3.

Положение точки *3* определяется давлением $P_к$ и температурой t_3. Из точки *3* проводят вертикальную прямую *3—4*, представляющую процесс дросселирования в регулирующем вентиле при постоянной энтальпии $i_3 = i_4$. Положение точки *4* определяется пересечением прямых i_3 и P_0.

Из схемы процесса находят: *в точке 1* — энтальпию i_1 в *ккал/кг*, удельный объем паров V_1 в *м³/кг*, давление P_1 в *кГ/см²*; *в точке 2* — энтальпию i_2 в *ккал/кг* и давление P_2 в *кГ/см²*; *в точке 3* — энтальпию i_3 в *ккал/кг*; в точке *3'* — энтальпию i'_3 в *ккал/кг*; в точке *4* — энтальпию i_4 в *ккал/кг*.

На основании этих данных определяют:
удельную холодопроизводительность хладагента

$$q_0 = i_1 - i_4 \quad ккал/кг; \tag{9.9}$$

тепловой эквивалент работы сжатия

$$Al = i_2 - i_1 \quad ккал/кг; \tag{9.10}$$

удельное количество тепла, отданное в конденсаторе и переохладителе,

$$q_к = i_2 - i_3 \quad ккал/кг; \tag{9.11}$$

в том числе в переохладителе

$$q_п = i_3 - i_{3'} \quad ккал/кг. \tag{9.12}$$

Экономичность работы холодильных компрессионных машин характеризуется количеством тепла, отводимого на единицу затраченной работы, так называемым *холодильным коэффициентом*

$$\varepsilon_т = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \tag{9.13}$$

На практике для этой цели пользуются также удельной холодопроизводительностью машины

$$K_ч = 860\varepsilon_т \quad ккал/квт. \tag{9.14}$$

Вес хладагента, циркулирующего в машине, определяют по формуле

$$G = \frac{Q_0}{q_0} \quad кг/ч, \tag{9.15}$$

где Q_0 — общее количество тепла, отводимого в испарителе, в *ккал/ч*.

Часовой объем паров хладагента, который должен засасываться в компрессор для обеспечения заданной холодопроизводительности, равен:

$$V_д = G V_1 \quad м^3/ч, \tag{9.16}$$

где V_1 — удельный объем холодильного агента при условиях всасывания паров в компрессор в *м³/кг*.

Действительный часовой объем хладагента при условиях всасывания, который может подать данный компрессор, определяется часовым объемом, описываемым поршнями V_h в *м³/ч* (см. каталоги), и коэффициентом подачи $\lambda = V_д/V_h$, являющимся отношением действительного количества паров агента $V_д$, поступающих в компрессор, к теоретическому V_h. Коэффициент λ зависит от конструкции компрессора и находится в сложной зависимости от ряда факторов, но при прочих равных условиях является функцией отношения давлений в конденсаторе и испарителе

$$\lambda = \varphi\left(\frac{P_к}{P_0}\right).$$

Ориентировочные данные о величине λ приведены на рис. 9.13.

При известной величине λ выбор холодильного компрессора следует производить, руководствуясь условием

$$\lambda V_h \geqslant V_д \quad м^3/ч. \tag{9.17}$$

Тепловая нагрузка на конденсатор и переохладитель определяется по формуле

$$Q_к = G q_к = G (i_2 - i_3) \quad ккал/ч. \tag{9.18}$$

Теоретическая мощность двигателя для привода холодильной машины равна·

$$N_т = \frac{Q_0}{860\ \varepsilon_т}\ квт. \qquad (9.19)$$

Мощность двигателей, которыми комплектуются холодильные машины, приводится в каталогах.

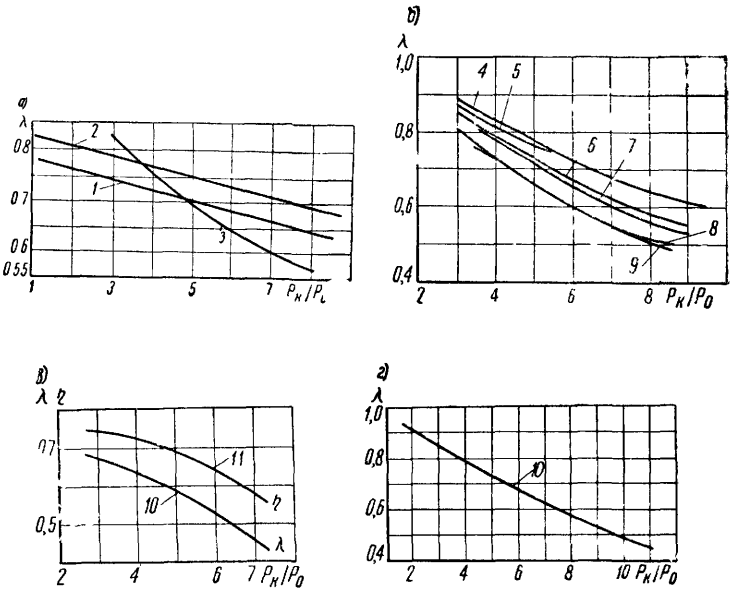


Рис 9 13 Коэффициенты подачи компрессоров (ориентировочные данные)

а — для фреоновых машин (фреон 12) *б* — для аммиачных машин *в* — для малых фреоновых машин *г* — для вертикальных и *V*-образных компрессоров при мертвом объеме 5% (усредненные данные для значений η). *1* — с часовым объемом, описываемым поршнями $V_h = 100 - 250$ *м³/ч* *2* — то же, при $V_h = 300 \div 1250$ *м³/ч*, *3* — то же, при $V_h = 90 - 1250$ *м³/ч*, *4* — марки АВ 300 со скоростью вращения 360 *об/мин*; *5* — то же, 480 *об/мин*. *6* — марки АУ-150 со скоростью вращения 480 *об/мин* *7* — то же, 720 *об/мин*, *8* — марки 4АУ-8 со скоростью вращения 480 *об/мин* *9* — то же, 960 *об/мин*, *10* — усредненные данные для λ, *11* — усредненные данные для η_i

Холодопроизводительность компрессорной холодильной машины может быть определена также путем перерасчета номинальной (стандартной, нормальной или для кондиционирования воздуха) производительности, которая часто приводится в каталогах, в рабочую производительность по формуле

$$Q_0 = Q_н \frac{\lambda_0}{\lambda_н} \cdot \frac{q_0}{q_н}\ ккал/ч, \qquad (9.20)$$

где $Q_н$ и Q_0 — номинальная (каталожная) и рабочая холодопроизводительность холодильной машины в *ккал/ч*,

$\lambda_н$ и λ_0 — коэффициенты подачи при номинальной и рабочей холодопроизводительности,

$q_н = i_{1н} - i_{4н}$ — удельная холодопроизводительность хладагента при номинальных условиях в *ккал/кг*,

$q_0 = i_1 - i_4$ — удельная холодопроизводительность хладагента при рабочих условиях в *ккал/кг*,

$i_{1н}$ и i_1 — энтальпия хладагента в точке *1* (см. рис. 9 12) при номинальных и рабочих условиях в *ккал/кг*;

$i_{4н}$ и i_4 — энтальпия хладагента в точке *4* (см рис. 9 12) при номинальных и рабочих условиях в *ккал/кг*.

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на фреоне-12, производительностью от 0,06 до 28,8 млн *ккал/ч*, при температурах испарения 2°С и конденсации 35°С приведены по материалам ВНИИХолодмаш в табл 9.3, а данные о компрессорных аммиачных станциях производительностью от 0,37 до 37,6 млн. *ккал/ч* при температурах испарения 0° и конденсации 35°С также по материалам ВНИИХолодмаш приведены в табл. 9 4.

Таблица 93

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на фреоне-12, при температуре испарения 2°С и температуре конденсации 35°С

Холодопроизводительность в тыс *ккал/ч*		Тип машины	Число оборотов в *мин*	Количество машин	Мощность в *квт*		Расход воды при подогреве на 5° в *м³/ч*	Площадь, занимаемая установкой в машинном зале, в *м²*	Степень автоматизации установки
станции (общая)	одной машины				потребляемая	установленная			
60	30	ХМ-ФВ -20	960	2	14	20	16	48	Полностью автоматизированная с автоматической защитой Надзор периодический
90	30		960	3	21	30	24	75	
89	44,5		1440	2	21	28	24	48	
133,5	44,5		1440	3	31,5	42	36	75	
120	60	ХМ-ФУ- -40	960	2	28	40	31	60	То же
180	60		960	3	42	60	47	78	
196	98		1440	2	41	56	47	60	
294	98		1440	3	62	84	70	78	
240	120	ХМ- ФУУ-80	960	2	56	80	55	60	»
360	120		960	3	84	120	83	108	
340	170		1440	2	90	110	93	60	
510	170		1440	3	135	165	140	108	
580	290	ФУ-175	720	2	146	150	135	144	Пуск установки вручную, выключение автоматическое. Автоматически поддерживает температуру охлаждаемой воды. Имеет автоматическую защиту
870	290		720	3	204	225	280	162	
780	390		960	2	182	200	185	144	
1 170	390		960	3	273	300	275	162	
1 900	1900	ХТ-МФ- -235		1	640	800	485	324	То же
3 800	1900			2	1 280	1 600	970	360	
5 700	1900			3	1 920	2 400	1 455	540	
7 200	3600	ХТМ 2-1-4000		2	2 720	3 000	1 900	360	»
10 800	3600			3	4 080	4 500	2 850	540	
14 400	3600			4	5 440	6 000	3 800	864	
18 000	3600			5	6 800	7 500	4 750	1080	
21 600	3600			6	8 160	9 000	5 700	1188	
28 800	3600			8	10 880	12 000	7 600	1440	

7. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Для систем кондиционирования воздуха весьма перспективно применение холодильных машин абсорбционного типа, использующих низкопотенциальное тепло. Абсорбционные холодильные машины работают на бинарных смесях, которые при одинаковом давлении имеют резко от-

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на аммиаке при температуре испарения 0° и температуре конденсации 35°С

Холодопроизводительность в тыс. *ккал/ч*		Тип машины	Число оборотов в *мин*	Количество машин	Мощность в *квт*		Расход воды при подогреве на 5° в *м³/ч*	Испаритель кожухотрубный		Конденсатор кожухотрубный		Площадь, занимаемая установкой, в *м²*		Степень автоматизации установки
станции (общая)	одной машины				потребляемая	установленная		марка	количество	марка	количество	машинного зала	площадки	
370	185	АВ-100	960	2	92	110	90	90 ИКТ	1	140 КТГ	1	54	65	Пуск вручную, выключение автоматическое. Автоматически поддерживает температуру охлаждаемой воды
580	290	АУ-200	720	2	136	150	140	140 ИКТ	1	180 КТГ	1	54	65	
870	290	АУ-200	720	3	204	225	200	180 ИКТ	1	140 КТГ	2	72	120	
1 180	590	АУУ-400	720	2	270	320	280	140 ИКТ	2	180 КТГ	2	90	120	
1 770	590	АУУ-400	720	3	405	480	420	250 ИКТ	2	300 КТГ	2	108	144	
2 360	590	АУУ-400	720	4	540	640	570	180 ИКТ	3	250 КТГ	3	180	160	
2 340	780	АУУ-400	960	3	522	600	560	180 ИКТ	3	250 КТГ	3	108	180	
3 120	780	АУУ-400	960	4	696	800	720	180 ИКТ	4	250 КТГ	4	180	180	
2 300	1150	АО-600*	—	2	470	640	530	300 ИКТ	2	300 КТГ	2	288	168	Ручное управление
3 450	1150	АО-600*	—	3	705	960	800	300 ИКТ	2	300 КТГ	2	360	216	
4 170	2250	АО-1200*	—	2	940	1 260	975	600 ИКТ	2	600 КТГ	2	288	168	
6 300	2250	АО-1200*	—	3	1 410	1 890	1 465	600 ИКТ	3	600 КТГ	3	360	200	
8 350	2250	АО-1200*	—	4	1 880	2 520	1 950	600 ИКТ	4	600 КТГ	4	432	330	
10 450	2250	АО-1200*	—	5	2 350	3 150	2 440	600 ИКТ	4	600 КТГ	5	504	400	
12 500	2250	АО-1200*	—	6	2 820	3 780	2 925	600 ИКТ	6	600 КТГ	6	575	460	
9 400	4700	ТКА-735**	—	2	2 860	3 000	2 500	600 ИКТ	4	800 КТГ	2	432	216	Пуск и выключение вручную. Параметры поддерживаются автоматически. Имеется автозащита
14 100	4700	ТКА-735**	—	3	4 290	4 500	3 750	600 ИКТ	6	800 КТГ	3	540	338	
18 800	4700	ТКА-735**	—	4	5 720	6 000	5 000	600 ИКТ	8	800 КТГ	4	756	455	
23 500	4700	ТКА-735**	—	5	7 150	7 500	6 250	600 ИКТ	10	800 КТГ	5	864	572	
28 200	4700	ТКА-735**	—	6	8 580	9 000	7 500	600 ИКТ	12	800 КТГ	6	972	702	
32 900	4700	ТКА-735**	—	7	10 010	10 500	8 750	600 ИКТ	14	800 КТГ	7	1080	793	
37 600	4700	ТКА-735**	—	8	11 440	12 000	10 000	600 ИКТ	16	800 КТГ	8	1292	936	

* Поршневые оппозитные компрессоры
** Турбокомпрессоры.

личающиеся температуры кипения, при этом более легко кипящий компонент служит холодильным агентом, а трудно кипящий — абсорбентом

Лучшей абсорбционной холодильной машиной в настоящее время считается бромисто литиевая (рис 9 14) Холодильным агентом является вода, а абсорбентом — водный раствор бромистого лития

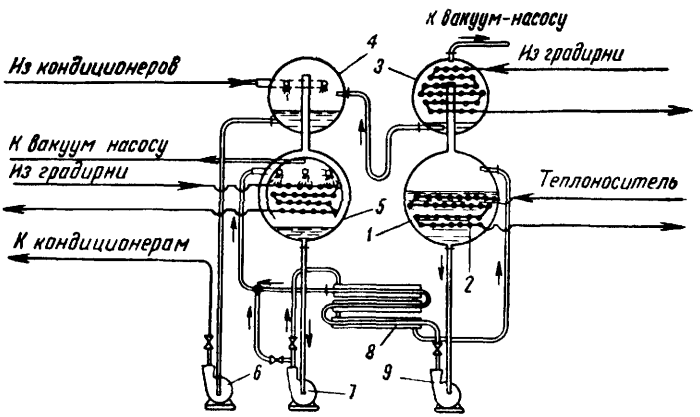


Рис 9 14 Принципиальная схема абсорбционной бромисто литиевой холодильной машины

В кипятильнике-генераторе *1* производится кипячение раствора бромистого лития за счет $Q_г$ в *ккал/ч* тепла, которое получают от водяного пара или горячей воды, подаваемых в змеевик *2* Пары воды при постоянном давлении конденсации поступают в конденсатор *3,* где отводится $Q_к$ в *ккал/ч* тепла за счет охлаждающей воды, подводимой в змеевик по трубопроводу из градирни Затем сконденсировавшаяся вода из аппарата *3* через гидравлический затвор отводится в испаритель *4*, где разбрызгивается вода, поступающая из кондиционеров Испаритель соединен с абсорбером *5,* в котором упругость водяных паров ниже упругости паров в испарителе Вследствие этого в испарителе происходит испарение части поступившей в него воды из кондиционеров и охлаждение за этот счет остальной массы воды Охлажденная вода насосом *6* подается к кондиционерам

Водяные пары из испарителя *4* поступают в абсорбер *5,* где поглощаются раствором бромистого лития Меньшая часть слабого раствора из абсорбера подается насосом *7* через теплообменник *8* в генератор *1* для выпаривания, а большая часть тем же насосом *7* направляется обратно в абсорбер *5* Слабый раствор разбрызгивается через форсунки в смеси с концентрированным раствором бромистого лития, подаваемым из генератора насосом *9* через теплообменник *8,* где концентрированный раствор охлаждается, нагревая слабый раствор, идущий в генератор

Паровоздушная смесь из конденсатора *3* и абсорбера *5* отводится вакуум насосом, поддерживающим разрежение в этих аппаратах Абсорбция в аппарате *5* сопровождается выделением $Q_а$ в *ккал/ч* тепла, которое отводится охлаждающей водой, поступающей из градирни

Оценку эффективности абсорбционной холодильной машины производят с помощью теплового коэффициента

$$n_а = \frac{Q_0}{Q_г + Q_н} \approx \frac{Q_0}{Q_г}, \qquad (9\ 21)$$

где Q_0 — холодопроизводительность машины в *ккал/ч*,
$Q_г$ — количество тепла, подведенного в кипятильник генератор, в *ккал/ч*,
$Q_н$ — тепловой эквивалент работы насоса в *ккал/ч,* величиной которого часто пренебрегают вследствие ее незначительности

Абсорбционные бромисто-литиевые установки экономичней пароэжекторных по расходу тепла в четыре раза, по расходу воды для охлаждения конденсаторов в два раза, но характеризуются большой коррозионной активностью хладагента.

В СССР изготовляются бромисто-литиевые машины АБХМ-2 производительностью 2,5 млн. *ккал/ч*.

8. ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Пароэжекторные холодильные установки выпускаются двух основных типов — с поверхностными и барометрическими смешивающими конденсаторами.

Принципиальная схема пароэжекторных машин, применяемых в СКВ, приведена на рис. 9.15. Охлаждаемая вода поступает в испаритель *1* через разбрызгивающее устройство *2* и насосом *3* подается потребителю. Расход воды регулируется клапаном *4*. В испарителе создается разрежение вследствие отсасывания паров воды и воздуха паровым эжектором *5*. Рабочий и отсасываемый из испарителя пар конденсируется в конденсаторе *6*, отдавая тепло охлаждающей воде, поступающей и уходящей по трубопроводам *6′* и *6″*.

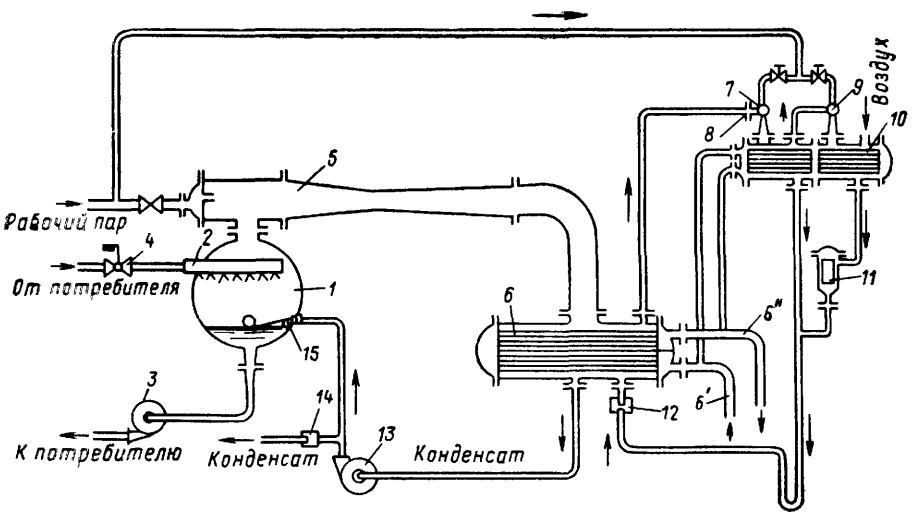


Рис. 9 15 Схема пароэжекторной машины с поверхностными конденсаторами

Воздух отсасывается из конденсатора вспомогательными эжекторами *7* и *9*. При этом пар из эжектора *7* направляется в конденсатор *8*, а из эжектора *9* — в конденсатор *10*. Конденсат поступает через атмосферный клапан *11* и невозвратный клапан *12* в основной конденсатор *6*, откуда насос *13* подает конденсат в котельную через клапан *14* и частично на восполнение убыли воды в испарителе *1* через поплавковый клапан *15*. Установка с барометрическими смешивающими конденсаторами мало отличается от описанной выше.

Основные данные о холодильных станциях с пароэжекторными машинами по материалам ВНИИХолодмаш приведены в табл. 9.5.

Таблица 95

Основные данные о холодильных пароэжекторных станциях

Холодопроизводительность в тыс *ккал/ч*		Тип машины	Количество машин	Температура воды в *град*	Количество охлаждаемой воды в *м³/ч*	Давление пара в *кГ/см²*	Расход пара в *кг/ч*	Температура охлаждающей воды в *град*	Расход охлаждающей воды в *м³/ч*	Площадь под установку в *м²*	Мощность в *квт*		Степень автоматизации холодильной станции
станции (общая)	одной машины										расходуемая	установленная	
290			1		175	6	1 800 2 750	24 28	300 300	108 108	16	20	Ручное регулирование
580	290	5-Э$_1$	2	4	350	6	3 600 5 500	24 28	600 600	216 216	32	40	
870			3		525	6	5 400	24	900	324	48	60	
						1	740				11	14	
970			1		125	7	400*	38	1740	60			
						1	14 800				13	20	То же
1940	970	11-Э	2	13	250	7	800*	38	3480	80			
						1	22 200				21	34	
2810			3		375	7	1 200*	38	5220	130			
						1	29 600				26	40	
3870			4		500	7	1 600*	38	6960	150			
3970			2		700	6,5	25 000	30	3200	288	185	220	»
5955	2000	12-Э	3	9	1050	6,5	37 500	30	4800	432	208	265	
7940			4		1400	6,5	50 000	30	6400	576	330	440	

* Для вспомогательных эжекторов.

9. РАЗМЕЩЕНИЕ ФРЕОНОВЫХ И АММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Фреоновые холодильные установки по условиям техники безопасности в зависимости от часового объема, описываемого поршнями компрессора, делятся на четыре группы: группа А—более 150 *м³/ч*, группа Б — от 25 до 150 *м³/ч*; группа В — от 1 до 25 *м³/ч*; группа Г — менее 1 *м³/ч*.

При установке двух компрессоров в одном помещении группа установки определяется по большему компрессору, при трех и более компрессорах — по суммарной их производительности.

Установки группы А должны быть расположены в специальном машинном отделении. Машинные отделения запрещается размещать вблизи зрительных залов, фойе, магазинов, помещений с больными и детьми. Запрещается также располагать машинные отделения под указанными помещениями.

Установки групп Б и В должны выноситься из рабочего помещения только в том случае, если они содержат более 0,5 *кг* фреона на 1 *м³* объема этого помещения; если отдельные части этих установок находятся в другом помещении, то в расчет принимается только меньшее из помещений. Их нельзя размещать на лестницах, лестничных площадках и под лестницами.

Установки группы Б нельзя располагать вблизи входных дверей, в вестибюлях и фойе.

Установки группы В запрещается располагать на расстоянии менее 2,5 *м* от поверхностей, имеющих температуру свыше 350°С, или от приборов с открытым пламенем.

В машинном отделении необходимо устройство приточной вентиляции с двухкратным обменом и вытяжной вентиляции с пятикратным обменом воздуха при вытяжке из нижней зоны (трехкратный обмен относится к аварийной вытяжной вентиляции).

Непосредственное охлаждение воздуха фреоном в поверхностных воздухоохладителях разрешается, если количество фреона в установке не превышает 0,5 *кг* на 1 $м^3$ меньшего из обслуживаемых помещений.

Аммиачные холодильные установки следует размещать в специальном машинном отделении или компрессорном зале с несгораемыми или трудносгораемыми наружными ограждениями и допускается располагать в первом этаже некоторых производственных зданий

Высота машинного отделения должна быть не менее 4 *м* (в чистоте). В реконструируемых машинных отделениях допускается высота не менее 3,5 *м*. Высота аппаратного отделения, где устанавливаются конденсаторы, испарители, насосы и баки, для вновь строящихся станций должна быть не менее 3,5 *м* в чистоте, а для реконструируемых — 3 *м*.

Над машинным отделением, компрессорным залом и аппаратным отделением, оборудованными аммиачными приборами, или в прямом соседстве с ними не должны располагаться жилые помещения, больницы, школы, детские дома, аудитории, зрительные и столовые залы, фойе, магазины и помещения с большим скоплением людей

Машинное отделение аммиачных холодильных станций по пожарной опасности относится к категории Б.

Одна из основных причин взрывов в холодильных аммиачных установках — попадание воздуха в систему и повышение температуры в аппаратах до температуры самовоспламенения воздушно-аммиачной смеси, при этом давление при взрыве аммиака может достигнуть 3,5 $кГ/см^2$.

Температура вспышки аммиака составляет —2°С, а температура самовоспламенения 650°С. Нижний и верхний пределы взрывоопасных концентраций равны 92—190 $г/м^3$.

В помещениях холодильных аммиачных станций должно применяться электрооборудование во взрывобезопасном исполнении, которое может выдержать максимальное давление внутреннего взрыва. В отдельных случаях допускается использование электродвигателей типа АО.

Машинное (компрессорное) и аппаратное отделения аммиачных холодильных установок, в системе которых имеется более 300 *кг* аммиака, должны иметь искусственную приточную вентиляцию с подогревом воздуха в холодное время года, обеспечивающую двухкратный обмен воздуха в 1 *ч*, вытяжную вентиляцию с трехкратным обменом воздуха в 1 *ч* и аварийную вентиляцию с семикратным обменом воздуха в 1 *ч*. Если в системе имеется менее 300 *кг* аммиака, то устраивается вентиляция только вытяжная с трехкратным обменом воздуха в 1 *ч*, она же является и аварийной (см. СНиП II-П.2-62).

10. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭФФЕКТА РАНКА ДЛЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Способ одновременного получения теплого и холодного воздуха с помощью вихревой трубы был предложен инженером-металлургом Ранком в 1933 г и запатентован во Франции и США. Теория процесса разработана и опубликована в США в 1945 г. Хильшем. Аппараты, в которых используется эффект Ранка, в настоящее время называют трубами Ранка, трубами Хильша, вихревыми трубами или вихревыми холодильниками.

В США производством этих труб занимается ряд фирм. Они выпускают вихревые трубы для получения холода в лабораториях, а в послед-

нее время — для индивидуального охлаждения головных шлемов, жилетов, скафандров и производственной одежды Известно, что в США эксплуатируются около 15 000 вихревых труб.

В Австралии вихревые трубы начали применять для охлаждения одежды рабочих горячих цехов.

Вихревая труба имеет диаметр около 32 *мм* и длину около 250 *мм*. В левый конец трубы через тангенциально расположенные сопла, образующие вместе с распределительным кольцом своеобразную турбину без вращающихся частей, подается сжатый профильтрованный и осушенный воздух с давлением 7 *ати* и температурой 28°С. На этом же конце трубы имеется выходное отверстие, сечение которого заранее рассчитано. В правом конце трубы также имеется выходное отверстие, снабженное регулировочным клапаном. Воздушный поток приобретает вначале скорость вращения около 500 000 *об/мин*, а затем скорость вращения достигает 5 000 000 *об/мин*. Через центрально расположенное левое отверстие выходит охлажденный воздух с температурой порядка 4,4°С, а через правое отверстие — горячий воздух с температурой 132°С. Соотношение количеств воздуха, вытекающего через отверстия, регулируется клапаном. Обычно холодного воздуха удаляется 75%, а горячего—25%

Фултон (США) объясняет эффект Ранка следующим образом. Поступающий в трубу по касательной поток сжатого воздуха, выходя из сопел, образует почти свободный вихрь, угловая скорость вращения которого мала у периферии и весьма велика у оси. Трение между слоями воздуха приводит к тому, что скорость вращения всей массы воздуха стремится к выравниванию, т. е. по мере движения воздуха вдоль трубы во внутренних его слоях скорость падает, а во внешних возрастает. Совершается работа, направленная от центра к периферии. В то же время от внешних слоев к внутренним, имеющим вследствие расширения более низкую температуру, передается тепло. Однако поток тепла по своей величине меньше количества передаваемой кинетической энергии. Внешние слои, получая больше кинетической энергии, чем отдаваемое ими количество тепла, вследствие трения повышают свою температуру, т. е избыток энергии вызывает нагрев воздуха, поступающего из клапана Поток воздуха сильно турбулизирован, скорость вихря превышает скорость звука

Низшая достижимая температура холодного воздуха может быть определена из уравнения

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)\ k},$$

где T_1 и P_1 — абсолютная температура в °К и давление в $кГ/см^2$ подводимого к трубе воздуха;

T_2 и P_2 — соответственно абсолютная температура в °К и давление в $кГ/см^2$ холодного воздуха, уходящего из трубы,

$k = c_P/c_V$ — показатель адиабаты,

c_P и c_V — соответственно удельные теплоемкости воздуха при постоянных давлении и объеме

Недостатки вихревых труб — низкий коэффициент полезного действия и значительная потребность в сжатом воздухе. Именно поэтому эти трубы не нашли применения в мощных холодильных установках и используются пока только в небольших лабораторных установках, а также для охлаждения производственных костюмов.

В последнем случае рабочий горячего цеха одевается в покрытый алюминиевой краской защитный костюм с прикрепленной к поясному ремню вихревой трубой Труба присоединена гибким шлангом к источнику сжатого воздуха. Холодный воздух, выходящий из трубы, поступает к шлему, горячий воздух выбрасывается в цех. Степень охлаждения воздуха изменяется с помощью выпускного клапана.

На одного рабочего расходуется 10—25 $м^3$ сжатого воздуха в 1 *мин*. Это количество равно производительности компрессора, для привода которого требуется электродвигатель мощностью 2,9—4,4 *квт*.

Работа над совершенствованием вихревых труб ведется в СССР и США.

Глава 10.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА

В системах кондиционирования воздуха (СКВ) производится автоматическое регулирование температуры, влажности и скорости движения воздуха в помещениях путем изменения режимов работы калориферов, воздухо- и водоохладителей, водоподогревателей и других теплообменных аппаратов, а также смесителей воздуха и воды, вентиляторов, воздуховодов и воздухораспределителей.

Регулирование производится клапанами, устанавливаемыми на трубопроводах, которые подают воду, рассол, пар и сжатый воздух, а также клапанами (иногда их называют заслонками), устанавливаемыми на трактах обработки и распределения кондиционируемого воздуха — в воздуховодах, каналах и кондиционерах.

Регулирование теплообменных аппаратов, подогревающих или охлаждающих воздух, может осуществляться изменением: 1) количества тепло- или холодоносителя, поступающего в теплообменник; 2) количества воздуха, проходящего через теплообменник и обводной канал; 3) количества тепло- или холодоносителя и воздуха (совместным изменением); 4) начальной температуры тепло- или холодоносителя, поступающего в теплообменник.

Наиболее часто в системах кондиционирования воздуха тепло- и холодоносителем служит вода, которая перемещается по трубопроводам со скоростями $\omega = 0{,}5 \div 3$ *м/сек* (в среднем около 1,5 *м/сек*). Разность между температурой в подающей и обратной линиях воды для холодоносителя обычно равна $\Delta t_в = 3°$, а для теплоносителя достигает 80°. Воздух, обрабатываемый в теплообменниках кондиционеров, перемещается со скоростями 1,5—6 *м/сек* (в большинстве случаев около 3 *м/сек*), при этом разность температур воздуха до и после обработки $\Delta t_{возд}$ в воздухоохладителях составляет 10—15°, а в калориферах первого подогрева достигает 50°.

Приведенные средние величины определяют соотношение площадей поперечного сечения регулирующих клапанов на тракте обработки воздуха F в $м^2$ и на трубопроводах тепло- и холодоносителя $f_т$ в $м^2$. При заданной теплопроизводительности теплообменников площади поперечного сечения клапанов на воздушном тракте кондиционеров превышают площадь прохода холодоносителя в

$$\frac{F}{f_т} = \frac{1000\ \omega\ \Delta\ t_в}{1{,}2\ v \cdot 0{,}24\ \Delta\ t_{возд}} = \frac{1000 \cdot 1{,}5 \cdot 3}{1{,}2 \cdot 3 \cdot 0{,}24 \cdot 10} \approx 520 \text{ раз},$$

а площадь прохода теплоносителя (воды) до

$$\frac{F}{f_т} = \frac{1000\ 1{,}5 \cdot 80}{1{,}2 \cdot 3 \cdot 0{,}24 \cdot 50} \approx 2800 \text{ раз}.$$

Приблизительно такое же соотношение наблюдается между площадями клапанов, устанавливаемых на воздушном тракте кондиционеров, и площадями клапанов, регулирующих поступление пара в калориферы. Поэтому технически и экономически целесообразно регулировать теплообменники с помощью клапанов, устанавливаемых на трубопроводах холодо- и теплоносителя, прибегая лишь в исключительных случаях к регулированию их по воздушному тракту.

Теоретическое и экспериментальное исследование регулирования калориферов и воздухоохладителей кондиционеров, проведенное П. В. Участкиным, показывает, что для поверхностных оребренных теплообменников постоянная времени τ, характеризующая их тепловую инерцию, имеет небольшие значения — близкие к значениям постоянной времени датчиков систем автоматического регулирования. Благодаря этому в условиях относительно медленного изменения параметров помещения тепловая инерция теплообменников кондиционеров не оказывает существенного влияния на процесс регулирования.

При пропорциональном регулировании и теплоносителе воде или паре способы регулирования производительности теплообменников путем изменения количества воздуха, проходящего через теплообменник или в обход его, или путем изменения расхода теплоносителя можно считать по эффективности практически равноценными. Однако для регулирования распределением воздуха следует применять приводы створчатых клапанов (заслонок) с профилированными кулачками, что существенно усложняет их конструкцию. При регулировании изменением расхода теплоносителя необходимо применять регулирующие клапаны с профилированными плунжерами и предупреждать возможность замерзания калориферов при отрицательной начальной температуре воздуха.

При двухпозиционном регулировании и теплоносителе воде или паре для обеспечения меньшей амплитуды колебания температуры воздуха и меньшей частоты срабатывания приборов автоматики следует отдавать предпочтение регулированию производительности калориферов путем изменения количества теплоносителя.

1. КЛАПАНЫ НА ТРУБОПРОВОДАХ

Клапаны, устанавливаемые на трубопроводах для регулирования расходов воды, рассолов и пара, делятся на двухпроходные (обычно называемые проходными) и трехпроходные. Последние бывают смесительными или распределительными.

Проходные клапаны прямого действия закрываются (уменьшают проход тепло- или холодоносителя) при движении плунжера сверху вниз, а проходные клапаны обратного действия — при движении плунжера снизу вверх. Проходные клапаны с пневматическим мембранным приводом прямого действия называются нормально открытыми «НО», а также клапанами типа «ВЗ» («воздух закрывает»), так как при отсутствии давления сжатого воздуха над мембраной они находятся в открытом положении. Проходные обратные клапаны с мембранным приводом прямого действия называются нормально закрытыми «НЗ» или клапанами типа «ВО» («воздух открывает»).

Трехпроходные клапаны могут иметь плунжеры с равновеликими или неравновеликими окнами. Первые рассчитаны на одинаковое давление среды в подводимых трубопроводах, а вторые — на большее давление среды в трубопроводе, подводимом к нижнему ряду окон.

Клапаны, регулирующие теплоноситель горячую воду, следует устанавливать на обратной линии, если это допустимо по условиям давления в сети. (При закрытом клапане на обратном трубопроводе регулируемый

аппарат находится под полным давлением в подающем трубопроводе, которое при малых расходах в сети может подниматься значительно выше обычного рабочего давления.)

Перед клапанами следует устанавливать фильтры-грязевики.

Зависимость относительного хода плунжера $\bar{\alpha}$ от относительного расхода среды $\bar{g}$ ($\bar{\alpha}$ в долях от полного хода и $\bar{g}$ в долях от полного расхода) при постоянной разности давлений до и после клапана называется *идеальной характеристикой клапана.* Для отечественных клапанов идеальные характеристики представлены формулами: линейная $\bar{\alpha}=\bar{g}$, параболическая $\bar{\alpha}=\sqrt{1{,}03(\bar{g}-0{,}03)}$.

Регулирование по идеальной характеристике возможно в случае присоединения клапана непосредственно к емкости, в которой поддерживается постоянный уровень жидкости или давление среды, истекающей через клапан в неограниченное пространство.

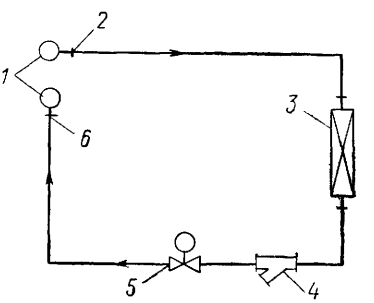


Рис. 10.1. Схема регулируемого участка

1 — магистрали (давление постоянно при любом положении плунжера у клапана *5*); *2* — начало регулируемого участка; *3* — калориферы; *4* — фильтр-грязевик; *5* — регулирующий клапан; *6* — конец регулируемого участка

Приступая к расчету клапана, следует определить границы регулируемого участка, в начале и конце которого давление среды остается неизменным или колеблется в относительно малых пределах ($\pm 15\%$) при любом положении плунжера рассчитываемого клапана. Если давление среды в сети подвержено существенным колебаниям, то для успешного регулирования расхода давление следует стабилизировать дополнительными регуляторами. Схема регулируемого участка приведена на рис. 10.1.

При максимальном расходе регулируемой среды потеря давления в открытом клапане ΔP в *кГ/см²* является частью общих максимальных потерь давления на регулируемом участке $\Delta P_у = \Delta P_с + \Delta P$ (где $\Delta P_с$ — потери давления среды на участке без клапана в *кГ/см²*).

Величина отношения

$$S = \frac{\Delta P}{\Delta P_у} = \frac{\Delta P}{\Delta P_с + \Delta P} \tag{10.1}$$

оказывает существенное влияние на рабочую характеристику регулирования. По мере уменьшения величины S характеристики существенно отклоняются от идеальных, соответствующих значению $S=1$.

При выборе проходных клапанов для жидкостей и пара удовлетворительный результат регулирования может быть получен, если потеря давления среды при проходе через клапан составляет

$$\left.\begin{array}{l} \Delta P \geqslant \Delta P_с \ кГ/см^2 \\ \text{или} \\ S = \dfrac{\Delta P}{\Delta P_у} \geqslant 0{,}5, \end{array}\right\} \tag{10.2}$$

где $\Delta P_у$ — потери давления на регулируемом участке после установки клапана (т. е. с учетом потерь давления в клапане) в *кГ/см²*.

Для определения размеров проходного клапана или каждого из проходов трехходового клапана, регулирующих расход жидкости, следует найти их условную пропускную способность C_1, численно равную

расходу несжимаемой жидкости с удельным весом 1000 *кг/м*³ при потере давления в клапане 1 *кГ/см*²

$$C_1 = \frac{g}{31{,}6\ \psi\ \sqrt{\Delta P\ \gamma}}, \qquad (10.3)$$

где g — максимальное количество жидкости, проходящей через клапан, в *кг/ч*,
ΔP — потеря давления при проходе через открытый клапан максимального количества жидкости в *кГ/см*²;
γ — удельный вес жидкости перед клапаном в *кг/м*³;
ψ — коэффициент для учета вязкости жидкости.

В начале расчета следует задаться величиной $\psi = 1$, затем по справочникам или каталогам предварительно выбрать клапан, имеющий характеристику расхода $C \geqslant 1{,}1C_1$, потом найти действительную величину ψ, уточнить величины C_1 и C и по последней окончательно выбрать клапан необходимого размера.

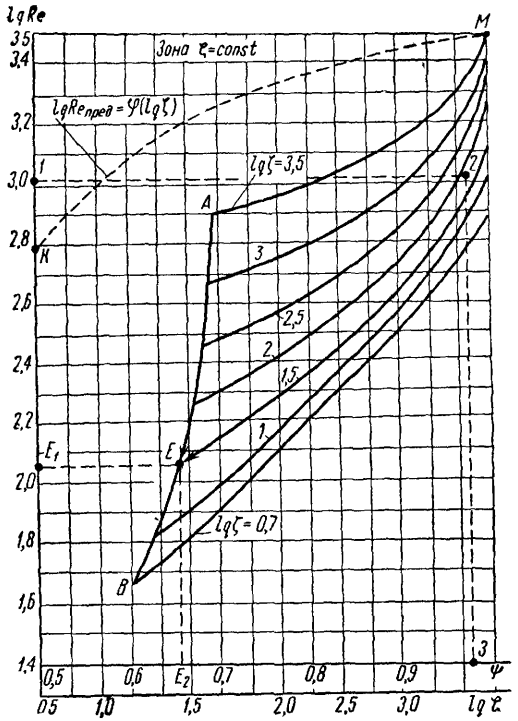


Рис. 10.2. График для определения поправочного коэффициента для учета вязкости жидкости

Для воды и слабых растворов хлористого натрия и хлористого кальция величина ψ обычно близка к 1.

На рис. 10.2 приведен график для определения величины

$$\psi = \varphi\ (\lg \mathrm{Re},\ \lg \zeta),$$

где $\lg \mathrm{Re}$ — логарифм числа Рейнольдса, равный:

$$\lg \mathrm{Re} = \lg \left(\frac{g}{D_y\ \mu}\right) - 1{,}44. \qquad (10.4)$$

Если $\lg \mathrm{Re} \geqslant 3{,}5$, то величина $\psi = 1$, а если $\lg \mathrm{Re} < 3{,}5$, то для определения значения ψ следует найти величину $\lg \zeta$ по формуле

$$\lg \zeta = 1{,}405 + 2 \lg \frac{F_v}{C}. \qquad (10.5)$$

Здесь D_y — диаметр условного прохода входного сечения корпуса клапана в *мм*,
μ — динамическая вязкость жидкости, проходящей через клапан, в *кГ·сек/м*², для растворов принимается по табл. 10.1 и 10.2, а для воды равна произведению приведенных ниже величин на 10^{-6}: для воды с $t = 10°C$ — 140, с $t = 20°C$ — 105, с $t = 60°C$ — 50; с $t = 70°C$ — 42, с $t = 95°C$ — 35; с $t = 150°C$ — 19.
F_v — площадь условного прохода клапана по внутреннему диаметру присоединительного фланца в *см*²; принимается по конструктивным данным;
C — условная пропускная способность предварительно выбранного клапана в *м*³/*ч*.

На осях координат графика, приведенного на рис. 10.2, следует восстановить перпендикуляры из соответствующих значений $\lg \zeta$ и $\lg \mathrm{Re}$ и найти точку их пересечения. Если найденная точка лежит выше пунктирной кривой *KM*, то коэффициент $\psi = 1$. Если точка пересечения лежит ниже кривой *KM*, то поправочный коэффициент $\psi < 1$. Для определения величины ψ на оси ординат следует вновь отложить величину $\lg \mathrm{Re}$ и провести прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения

с кривой lg ζ и, опустив перпендикуляр на ось абсцисс, найти величину ψ. Подставив величину ψ в формулу (10.3), следует определить новые значения C_1 и C.

Таблица 101

Свойства растворов хлористого натрия NaCl

Объемный вес при 15° С в *кг/м³*	Содержание соли в растворе в %	Температура замерзания в °С	Теплоемкость при 0° в *ккал/кг град*	Коэффициент объемного расширения α	Динамическая вязкость μ·10⁴ *кГ·сек/м²* при температуре раствора в °С				
					0	—5	—10	—15	—20
1000	0,1	0	1,001	—	1,8	—	—	—	—
1010	1,5	—0,9	0,973	0,23	1,82	—	—	—	—
1020	2,9	—1,8	0,956	0,26	1,84	—	—	—	—
1030	4,3	—2,6	0,941	0,28	1,86	—	—	—	—
1040	5,6	—3,5	0,927	0,3	1,88	—	—	—	—
1050	7	—4,4	0,914	0,32	1,91	—	—	—	—
1060	8,3	—5,4	0,901	0,34	1,95	2,35	—	—	—
1070	9,6	—6,4	0,889	0,37	2	2,42	—	—	—
1080	11	—7,5	0,878	0,38	2,06	2,49	—	—	—
1090	12,3	—8,6	0,867	0,39	2,12	2,57	—	—	—
1100	13,6	—9,8	0,857	0,41	2,19	2,66	—	—	—
1110	14,9	—11	0,848	0,43	2,28	2,77	3,41	—	—
1120	16,2	—12,2	0,839	0,44	2,37	2,89	3,56	—	—
1130	17,5	—13,6	0,830	0,46	2,48	3,03	3,75	—	—
1140	18,8	—15,1	0,822	0,48	2,61	3,18	3,95	4,87	—
1150	20	—16,6	0,814	0,49	2,74	3,34	4,16	5,11	—
1160	21,2	—18,2	0,806	0,5	2,88	3,51	4,39	5,38	—
1170	22,4	—20	0,798	0,51	3,02	3,71	4,65	5,62	7

Таблица 102

Свойства растворов хлористого кальция $CaCl_2$

Объемный вес при 15°С в *кг/м³*	Содержание соли в растворе в %	Температура замерзания в °С	Теплоемкость при 0° в *ккал/кг град*	Коэффициент объемного расширения α	Динамическая вязкость μ·10⁴ *кГ·сек/м²* при температуре раствора в °С		
					0	—10	—15
1000	0,1	0	1,003	—	1,81	—	—
1010	1,3	—0,6	0,986	—	1,84	—	—
1020	2,5	—1,2	0,968	0,23	1,87	—	—
1030	3,6	—1,8	0,950	0,25	1,9	—	—
1040	4,8	—2,4	0,932	0,26	1,96	—	—
1050	5,9	—3	0,915	0,27	2,02	—	—
1060	7,1	—3,7	0,899	0,28	2,07	—	—
1070	8,3	—4,4	0,882	0,29	2,13	—	—
1080	9,4	—5,2	0,866	0,3	2,2	—	—
1090	10,5	—6,1	0,851	0,31	2,27	—	—
1100	11,5	—7,1	0,836	0,32	2,34	—	—
1110	12,6	—8,1	0,822	0,33	2,43	—	—
1120	13,7	—9,1	0,808	0,35	2,52	—	—
1130	14,7	—10,2	0,795	0,36	2,61	4,14	—
1140	15,8	—11,4	0,782	0,38	2,71	4,3	—
1150	16,8	—12,7	0,77	0,39	2,82	4,45	—
1160	17,8	—14,2	0,758	0,4	2,93	4,6	—
1170	18,9	—15,7	0,747	0,41	3,05	4,76	6,27
1180	19,9	—17,4	0,737	0,42	3,18	4,94	6,44

Если выбранный вначале клапан не удовлетворяет новому значению величины C, то его заменяют клапаном следующего размера и проводят аналогичную проверку вторично. Обычно вторая проверка подтверждает правильность повторного выбора.

Для малых значений lg Re, когда горизонталь на рис. 10.2 не пересекает кривых 1 g ζ, величина ψ определяется в два приема. Сначала

находят точку пересечения кривой AB с кривой, соответствующей заданному значению $\lg \zeta$, например, точку E, для которой на ординате (точка E_1) находят величину $\lg \mathrm{Re}_{E_1}$ и на абсциссе (точка E_2) величину ψ_{E_2}. Затем, потенцируя $\lg \mathrm{Re}_{E_1}$, определяют величину Re_{E_1} и вычисляют искомую величину

$$\psi = \psi_{E_2} \sqrt{\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_{E_1}}}. \tag{10.6}$$

Для каждого прохода трехходового клапана величина ψ рассчитывается как для отдельного проходного клапана.

При определении размеров проходного клапана для регулирования расхода пара необходимо установить потерю давления в клапане ΔP и отношение ее к начальному давлению P_1 *кГ/см*^{2}, т. е. $\Delta P/P_1$. Если потеря давления в клапане составляет

$$\Delta P \geqslant 0{,}51\ P_1 = \Delta P_{\text{кр}}\ \textit{кГ/см}^2, \tag{10.7}$$

то скорость пара в нем достигает предельной критической величины и расчет производится по формуле

$$C_2 = \frac{g}{23{,}4 \sqrt{\Delta P_{\text{кр}} \gamma}}, \tag{10.8}$$

где g — максимальное количество пара, проходящее через клапан, в *кг/ч*;
$\Delta P_{\text{кр}}$ — максимальная (критическая) потеря давления пара при проходе максимального его количества через открытый клапан в *кГ/см*^{2};
γ — удельный вес пара в *кг/м*^{3}.

Клапан подбирается по данным справочников и каталогов так, чтобы табличная величина $C \geqslant 1{,}1C_2$.

При

$$\Delta P < 0{,}51\ P_1 \tag{10.9}$$

скорость пара в клапане становится меньше критической и расчет ведется по формуле

$$C_3 = \frac{g}{31{,}6\ \Sigma \sqrt{\Delta P \gamma}}, \tag{10.10}$$

где Σ — поправочный коэффициент, равный.

$$\Sigma = 1 - 0{,}51 \frac{\Delta P}{P_1}. \tag{10.11}$$

Клапан выбирается по данным справочников и каталогов, при этом должно выполняться условие $C \geqslant 1{,}1C_3$.

Пример 10.1. *Выбрать клапан для регулирования калориферов, присоединенных* по схеме, приведенной на рис. 10.1. Температура воды в обратной линии составляет 70°С, расход воды — 20 400 *кг/ч*.

Разность давлений воды в начале и конце регулируемого участка $\Delta P_{\text{у}} = 2$ *кГ/см*^{2}, а потери давления в трубопроводе и калориферах равны: $\Delta P_{\text{с}} = 0{,}424$ *кГ/см*^{2}.

Решение. 1. Определяем давление воды, которое может быть затрачено на проход через клапан:

$$\Delta P = 2 - 0{,}424 = 1{,}576\ \textit{кГ/см}^2.$$

2. Находим величину S по формуле (10.1)

$$S = 1{,}576 : 2 = 0{,}788 > 0{,}5,$$

т. е. лежит в пределах, рекомендуемых формулой (10.2).

3 Определяем предварительную условную пропускную способность регулирующего клапана, принимая $\psi=1$ и удельный вес воды $\gamma=977$ *кг/м*^{3} при температуре 70°С, по формуле (10.3)

$$C_1=\frac{20\,400}{31{,}6\sqrt{1{,}576\cdot 977}}=16{,}45.$$

4. Выбираем предварительно по каталогу клапан с параболической характеристикой плунжера, имеющий параметры $D_y=40$ *мм* и $C=25>1{,}1\cdot 16{,}45=18{,}1$.

5 Находим логарифм числа Рейнольдса по формуле (10.4), учитывая, что вязкость воды с температурой 70°С $\mu=42\cdot 10^{-6}$

$$\lg \mathrm{Re}=\lg\left(\frac{20\,400\cdot 10^6}{40\cdot 42}\right)-1{,}44=5{,}64.$$

Так как величина $\lg \mathrm{Re}=5{,}6>3{,}5$, то $\psi=1$ и, следовательно, предварительно подобранный клапан, имеющий условную пропускную способность $C=25$, обеспечит заданные условия.

2. КЛАПАНЫ (ЗАСЛОНКИ) ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ

Регулирование СКВ осуществляется с помощью ручных, дистанционно-управляемых или автоматически действующих воздушных клапанов, которые разделяются:

а) по способу дросселирования воздушного потока — с поворотными створками и шиберного типа;

б) по назначению — на проходные, смесительные и распределительные;

в) по характеру действия — на двухпозиционные (или запорные) и регулирующие;

г) по конструкции створок — на неизолированные (или холодные) и изолированные (или теплые).

Клапаны с поворотными створками — основные и наиболее распространенные, а клапаны шиберного типа служат главным образом для ручной наладочной регулировки.

Клапаны с поворотными створками бывают одно- и многостворчатыми. При этом многостворчатые клапаны изготовляются двух видов: а) параллельностворчатые (рис. 10.3, *а*), имеющие створки, плоскости которых параллельны между собой и вращаются в одном направлении; б) непараллельностворчатые (рис. 10.3, *б*), у которых соседние створки вращаются в противоположных направлениях.

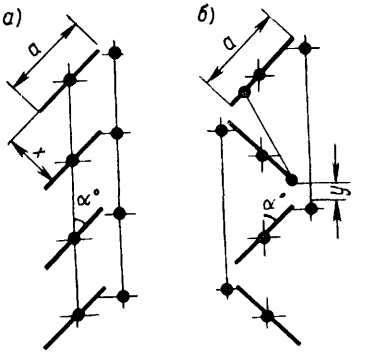


Рис. 10 3. Клапаны с поворотными створками

а — ширина створок; *x* и *y* — проходы для воздуха; *α* — угол поворота створок в *град*

Преимущество одностворчатых и непараллельностворчатых клапанов (по сравнению с параллельностворчатыми клапанами) заключается в более плавном регулировании потока.

В настоящее время выпускаются клапаны, входящие в состав секций типовых кондиционеров, и сетевые клапаны конструкции Сантехпроекта следующих типов.

Параллельностворчатые клапаны приемные с утепленными створками предназначены для отключения каналов забора наружного воздуха в периоды бездействия кондиционеров. Клапаны поставляются с ручными, пневматическими или электрическими приводами.

Зимой створки приемных клапанов могут смерзаться между собой и примерзать к рамам, во избежание чего необходим прогрев притворов.

Приемные клапаны с утепленными створками и электропрогревом притворов разработаны Сантехпроектом.

Электроподогреватели рекомендуется включать в работу в зависимости от наружной температуры воздуха за 5—30 *мин* до пуска кондиционера. Мощность электронагревателей зависит от схемы соединения их элементов. При параллельном соединении мощность нагревателей возрастает в четыре—шесть раз по сравнению со смешанным соединением элементов.

Клапаны проходные предназначены для установки на фланцах верхних отверстий смесительных секций кондиционеров, но могут быть использованы и для установки в воздуховодах. Клапаны выполняются с ручными приводами и с приводами от пневматического и электрического исполнительных механизмов.

Размеры проходных запорных воздушных клапанов, предназначенных для работы по принципу «открыто—закрыто», определяются размерами каналов, в которых они устанавливаются, а при расположении их внутри кондиционеров и камер пользуются каталожными данными или рассчитываются исходя из пропускной способности, равной 20—30 тыс. $м^3/ч$ на 1 $м^2$ площади сечения клапана. Размеры регулирующих клапанов зависят от характеристики, по которой должно вестись регулирование.

Для регулирования температуры помещения путем изменения количества подаваемого воздуха с постоянной температурой или регулирования расхода компонентов для получения смеси с постоянной температурой клапан должен иметь прямолинейную характеристику, а для регулирования теплопроизводительности калориферов или воздухоохладителей клапан должен иметь характеристику, выраженную степенной функцией.

Заданную характеристику регулирования можно получить, поворачивая створки клапана по соответственно рассчитанной программе. Достижение заданной характеристики облегчается, если площадь клапана определяется на основе величин оптимальных относительных сопротивлений регулируемого участка, установленных на основании экспериментальных работ В. Н. Тетеревникова и Л. В. Павлухина; для параллельностворчатых клапанов, предназначенных для получения прямолинейной характеристики, $\overline{H}_{опт}=2$; для непараллельностворчатых клапанов для тех же условий $\overline{H}_{опт}=3{,}6$; для всех створчатых клапанов, регулирующих калориферы и воздухоохладители, $\overline{H}_{опт}=1$.

Величина $\overline{H}_{опт}$ — оптимальное отношение сопротивления регулируемого участка H в $кГ/м^2$ к скоростному давлению h в $кГ/м^2$ в сечении открытого клапана—называется *относительным сопротивлением регулируемого участка*, при этом

$$\overline{H}_{опт} = H/h. \qquad (10.12)$$

Регулируемым участком, имеющим сопротивление H, называется участок (или вся сеть в целом), на границах которого давление воздуха остается неизменным при любом положении створок клапана. Колебание давлений на границах регулируемого участка допускаются в пределах $\pm 15\%$ от начальных, при необходимости оно должно обеспечиваться соответствующими дополнительными клапанами и регуляторами.

Границы регулируемых участков для типовых случаев практики показаны на рис. 10.4.

Оптимальная площадь проходного регулирующего клапана (рис. 10.4, *а*) или основного прохода смесительного клапана (рис. 10.4, *б*) определяется по формулам:

при регулировании по характеристикам, приближающимся к прямолинейным, соответственно для параллельно- и непараллельностворчатых клапанов

$$F_{опт} = 10^{-4} \frac{L_{макс}}{\sqrt{H}} \ м^2 \qquad (10.13)$$

и

$$F_{опт} = 1{,}3 \cdot 10^{-4} \frac{L_{макс}}{\sqrt{H}} \ м^2; \qquad (10.14)$$

при регулировании производительности калориферов или воздухоохладителей по характеристике, которая выражена степенной функцией, с показателем степени $m<1$

Таблица 103

Показатели степени m при весовой скорости воздуха в живом сечении калориферов

Калорифер	Величина m при теплоносителе	
	воде	паре
ОГС и ОГБ	0 37	0,42
Модель С по ГОСТ 1814—42	0,46	0,52
» Б » ГОСТ 1814—42	0,46	0,574
ГСТМ	0,3	0,3
ПНМ	0,34	0,34
ПНБ	0,36	0,36
Секции подогрева кондиционеров при скорости движения воды в трубках в *м/сек*:		
0,2	0,38	—
0,4 и более	0,5	—

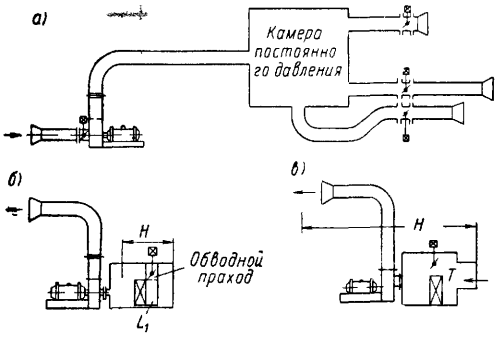


Рис. 10.4. Границы регулируемых участков

[где m — показатель степени при весовой скорости воздуха в *кг/м² · сек* в формуле, определяющей коэффициент теплопередачи (см. табл. 10 3)] для обоих видов створчатых клапанов

$$F_{опт} = 0{,}69 \cdot 10^{-4} \frac{L_{макс}}{\sqrt{H}} \ м^2. \qquad (10.15)$$

Здесь $L_{макс}$ — максимальный расход воздуха через клапан в *м³/ч*;
H — сопротивление регулируемого участка в *кГ/м²*.

Площадь обводного прохода F_0 смесительных клапанов, как правило, меньше площади основного прохода

$$F_0 \geqslant F_{опт} \sqrt{\frac{H_0}{H}} < F_{опт} \ м^2, \qquad (10.16)$$

где H_0 — сопротивление обводного клапана при проходе через него максимального расхода воздуха.

Проходные, смесительные и распределительные клапаны следует выбирать так, чтобы площадь фактического прохода $F_ф$ лежала в пределах

$$0{,}8 \ F_{опт} < F_ф < 1{,}2 \ F_{опт} \ м^2, \qquad (10.17)$$

отдавая преимущество клапанам с площадью меньше оптимальной. Если же приходится устанавливать клапан большей площади, то для улучшения его характеристики следует ограничивать предельное открытие створок клапанов начальным углом $\beta>0°$.

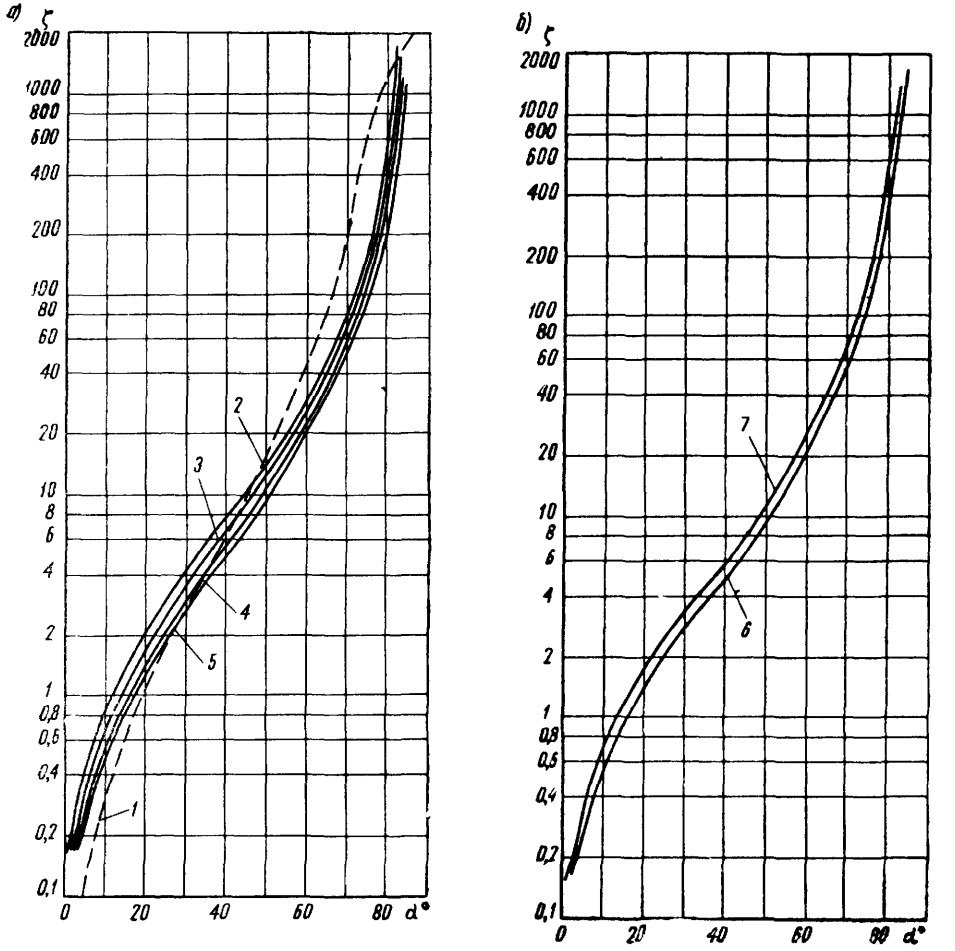


Рис. 10.5 Аэродинамические характеристики проходных
а — с одной — пятью створками (*1—5*); *б* — с шестью и семью створками (*6* и *7*), *в* — утеплен
сятью и тринадцатью

Оптимальная площадь проходного обводного клапана (рис. 10.4, *в*), предназначенного для регулирования калориферов или воздухоохладителей T, определяется по формуле

$$F_{опт} = 0{,}69 \cdot 10^{-4} L_р \ (1 - \bar{m}) \ \frac{\sqrt{\zeta_{к.о} + \zeta_у}}{H_т} \ м^2, \quad (10.18)$$
$$[(1 - \bar{L}_{тм}) \sqrt{1 - \bar{H}_т \ (1 - \bar{L}^2_{тм})} - 1]^{-1}$$

где $L_р$ — общая производительность вентиляторной установки (рис. 10.4, *в*) в $м^3/ч$;

$\bar{m} = \frac{L_{мин}}{L_р}$ — относительный расход воздуха через неплотности обводного клапана в закрытом состоянии;

$\zeta_{к.о}$ — коэффициент сопротивления створок клапана в открытом состоянии;

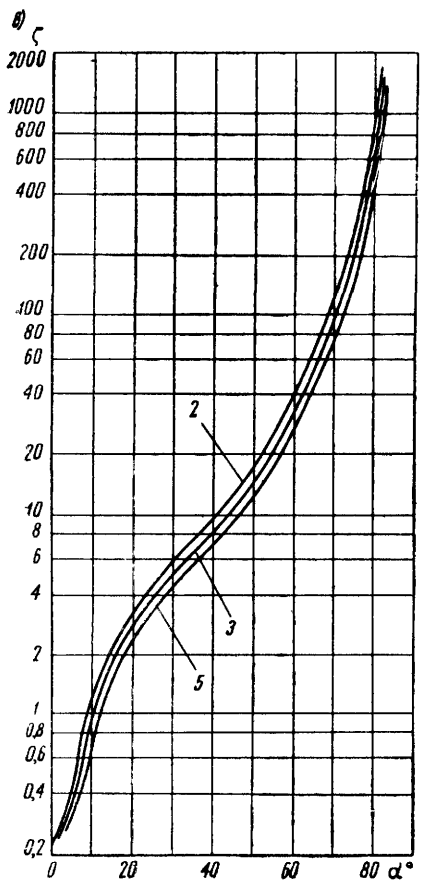
$\zeta_у$ — коэффициент сопротивления за счет сужения и расширения струи при проходе через клапан;

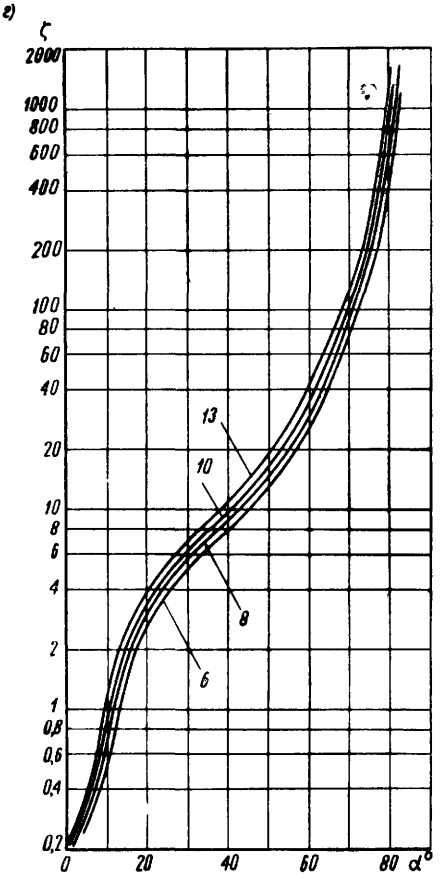
$H_т$ — сопротивление калориферов или воздухоохладителей при закрытом обводном клапане в $кГ/м^2$;

$\bar{H}_т = H_т/H_р$ — относительное сопротивление калориферов или воздухоохладителей;

$H_р$ — потери давления в системе при закрытом обводном клапане в $кГ/м^2$;

$$\bar{L}_{тм} = \frac{L_{тм}}{L_р \ (1 - \bar{m})} = \bar{Q}^{1/m}_{мин};$$





сетевых клапанов (заслонок) конструкции Сантехпроекта

ных с двумя, тремя и пятью (*2*, *3* и *5*) створками; *г* — утепленных с шестью, восьмью, десятью створками (*6*, *8*, *10* и *13*)

$L_{тм}$ — допустимый минимальный расход воздуха через регулируемый калорифер или воздухоохладитель в $м^3/ч$;

$\overline{Q}_{мин} \leqslant 0{,}7$ — минимальная относительная отдача тепла калорифером или воздухоохладителем при полностью открытом клапане обвода.

До окончательного выбора проходного обводного клапана величины $\zeta_{к.о}$ и $\zeta_у$ не могут быть определены с достаточной степенью точности. Поэтому при расчете приходится предварительно задаваться размерами клапана, исходя из конструктивных соображений, и выбирать для него соответствующие величины $\zeta_{к.о}$ и $\zeta_у$. Следует иметь в виду, что в отличие от проходных, смесительных и распределительных клапанов, подбираемый обводной проходной клапан (рис. 10.4, *в*) должен иметь фактическую площадь $F_ф \geqslant F_{опт}$ $м^2$.

Выбрав клапан и установив более точные значения $\zeta_{к.о}$ и $\zeta_у$, следует проверить, обеспечивается ли заданный минимальный относительный расход воздуха $\overline{L}_{тм}$ или $\overline{L}'_{тм} < \overline{L}_{тм}$. Проверка производится по формуле

$$\overline{L}'_{тм} = 1 - \frac{F_ф}{\left[0{,}69 \cdot 10^{-4} L_P (1 - \overline{m}) \sqrt{\frac{\zeta_{к.о} + \zeta_у}{H_ф}} + 1\right] \sqrt{1 - \overline{H}_т (1 - \overline{L}_т^2)}}. \quad (10.19)$$

Здесь все обозначения соответствуют принятым в формуле (10.18). Величины $\zeta_{к.о}$ и $\zeta_у$ должны быть рассчитаны исходя из принятой величины $F_{ср}$.

Аэродинамические характеристики для створчатых клапанов по данным Л. В. Павлухина приведены на рис. 10.5. Аэродинамические характеристики для шиберов в прямоугольных воздуховодах по исследованиям И. Е. Идельчика и для шиберов в круглых воздуховодах по исследованию Вейсбаха приведены на рис. 10.6 и 10.7.

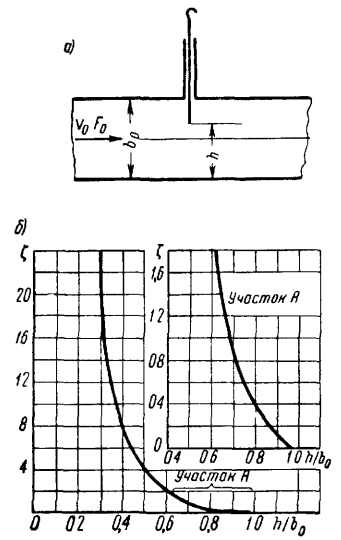


Рис. 10.6. Аэродинамическая характеристика шибера в воздуховоде прямоугольного сечения

а — схема шибера; *б* — характеристика

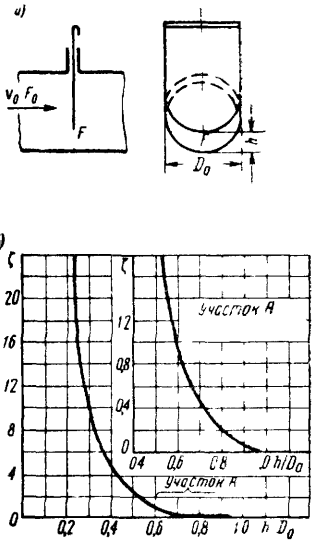


Рис. 10.7. Аэродинамическая характеристика шибера в воздуховоде круглого сечения

а — схема шибера, *б* — характеристика

Конструктивная неплотность клапана $n_к$ — функция длины притворов и зазора между рамой и створками, зависящая от условий установки клапана в сети, а также от характеристики вентилятора, который подает воздух в эту сеть, определяется по формуле

$$n_к = \frac{L_к}{L_{макс}} = \sqrt{\frac{\zeta_{к\ о} + \zeta_{сист}}{\zeta_{к\ з} + \zeta_{сист}}}, \qquad (10.20)$$

где $L_к$ и $L_{макс}$ — расходы воздуха через закрытый и открытый клапаны в $м^3/ч$,

$\zeta_{к.о}$ и $\zeta_{к.з}$ — коэффициенты сопротивления клапана в открытом и закрытом положении, отнесенные к скоростному давлению в сечении полностью открытого клапана (см. рис. 10.5—10.7);

$\zeta_{сист}$ — коэффициент сопротивления всей системы или регулируемого участка, отнесенный к скоростному давлению в сечении полностью открытого клапана.

Величины коэффициента сопротивления сетевых клапанов конструкции Сантехпроекта могут быть найдены по рис. 10.5 или приняты по усредненным данным, приведенным в табл. 10.4.

Таблица 104

Коэффициенты сопротивления клапанов в открытом и закрытом положениях

Тип клапана	Коэффициент сопротивления при площади открытого клапана в $м^2$			
	до 0,5	0,5—1	1—2	более 2
Неутепленный:				
открытый	0,15	0,15	0,15	0,15
закрытый	2000	1000	600	400
Утепленный.				
открытый	0,2	0,2	0,2	0,2
закрытый	3000	1500	700	500

3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В последние годы стали широко применять экономичные СКВ с количественным регулированием производительности. Возможны три способа изменения производительности вентиляторов: 1) клапаном на магистральном воздуховоде; 2) направляющим аппаратом во всасывающем отверстии вентилятора; 3) числом оборотов вентилятора с помощью гидромуфты или электромуфты скольжения.

Клапаны весьма неэкономично регулируют производительность вентиляторов и поэтому к применению для этой цели не рекомендуются.

Харьковский институт Сантехпроект и московский институт Тяжпромэлектропроект провели сравнительное исследование регулирования с помощью направляющих аппаратов, гидравлических муфт и электрических муфт скольжения. Гидравлические муфты оказались менее надежны и более сложны в эксплуатации, чем электрические муфты скольжения, и поэтому для практического использования рекомендуются только электромуфты скольжения и направляющие аппараты. Сравнительные данные о мощности, потребляемой вентилятором, производительность которого регулируется направляющим аппаратом и электромуфтой скольжения, приведены в табл. 10.5.

Канд. техн. наук Г. Г. Вахвагов для количественного регулирования вентиляторов рекомендует применять: 1) направляющие аппараты при глубине регулирования производительности от 100 до 50% полной производительности вентилятора; 2) электрические индукторные муфты

Таблица 105

Сравнительные данные о потребляемой вентилятором мощности при регулировании направляющим аппаратом и электромуфтой скольжения

Вид регулятора	Производительность вентилятора в %	Мощность электродвигателя в *квт*				
		28	40	55	75	100
Направляющий аппарат	100	28	40	55	—	—
	75	20	28	39	—	—
	50	12	17	24	—	—
Электромуфта скольжения	100	28	40	55	75	100
	75	19	27	37	45	60
	50	9	14	18	25	34

скольжения при глубине регулирования от 100 до 30% полной производительности вентиляторов.

Направляющие аппараты регулируют производительность вентилятора, изменяя его аэродинамическую характеристику путем закручивания воздушного потока на входе воздуха в вентилятор.

Направляющие аппараты могут управляться вручную, дистанционно или автоматически. Для ручного управления они поставляются с червячным приводом, а для дистанционного и автоматического — с электрическим приводом. Дистанционный контроль можно производить по углу поворота лопаток направляющего аппарата с помощью реостата обратной связи исполнительного механизма.

Регулировочная характеристика направляющих аппаратов серии НА приведена на рис. 10.8. В связи с нелинейностью характеристики применение направляющих аппаратов для регулирования двухвентиляторных систем кондиционирования воздуха не рекомендуется.

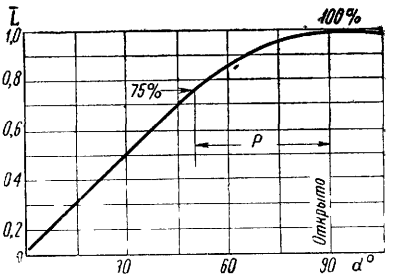


Рис. 10 8 Регулировочная характеристика направляющего аппарата

$\overline{L}$ — относительная производительность вентилятора; α — угол поворота лопаток направляющего аппарата

Электрическая муфта скольжения состоит из индуктора, расположенного на ведомом валу муфты, который соединен с вентилятором, и якоря, расположенного на ведущем валу, который соединен с электродвигателем. При вращении якоря относительно намагниченного индуктора возникают вихревые электрические токи, которые, взаимодействуя с магнитным потоком, создают крутящий момент. Величина последнего зависит от величины тока, возбуждающего магниты индуктора.

Электрические индукторные муфты изготовляются для передачи максимального момента вращения 7,5—400 *кГ · м* для электродвигателей со скоростью вращения не более 1500 *об/мин*. Общий вид и размеры электрических индукторных муфт скольжения приведены на рис. 10 9 и в табл. 10.6.

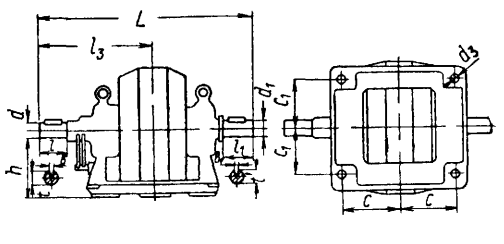


Рис 10 9 Электрическая индукторная муфта скольжения

Электрические индукторные муфты скольжения допускают ручное местное, ручное дистанционное и автоматическое управление. Наибольшее распространение получило управление муфтами с помощью вариатора.

Таблица 10 6

Размеры и веса электрических индукторных муфт скольжения

Тип муфты	Размеры в *мм*														Вес в *кг*
	L	*h*	*d*	d_1	*l*	l_1	l_3	*t*	t_1	*b*	b_1	*c*	c_1	d_3	
ИМС-7,5	610	160	38	38	80	80	325	41,5	41,5	12	12	160	127	14	150
ИМС-20	613	240	34	35	72	95	315	37,5	38,5	10	10	150	157	18	300
ИМС-40	915	280	60	60	140	140	490	65,5	65,5	18	18	225	335	22	590
ИМС-75	1075	335	75	75	140	140	565	81,0	81,0	20	20	300	350	30	1170
ИМС-160	1225	400	90	90	170	170	660	97,0	97,0	24	24	370	325	30	1730

напряжения. При местном управлении производится ручное воздействие на рукоятку вариатора, а при дистанционном или автоматическом — воздействие с помощью исполнительного механизма, сопрягаемого с валом вариатора.

Для разгрузки электродвигателя при пуске автоматическое включение муфты производится через реле времени. Скорость вращения выходного вала муфты контролируется с помощью тахогенератора или амперметра, включенного в цепь обмотки возбуждения муфты.

4. РЕГУЛИРОВАНИЕ КОНДИЦИОНЕРОВ ПО МЕТОДУ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ

Для систем кондиционирования воздуха большой производительности (свыше 1,5 тыс. $м^3/ч$) в последнее время вместо метода точки росы начинают применять разработанный А. Я. Креслинем метод регулирования кондиционеров по оптимальным режимам. Новый метод во многих случаях позволяет избежать второго подогрева воздуха, охлажденного в промывной камере, а также дает возможность более рационально использовать тепло рециркуляционного воздуха.

Общеизвестно, что в кондиционере можно получить требуемые параметры приточного воздуха, выполняя его тепловлажностную обработку в различной последовательности. При этом расходы тепла и холода также окажутся различными.

Оптимальной называют последовательность (режим) тепловлажностной обработки, вызывающую наименьшие эксплуатационные расходы. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что существуют 12 режимов, которые при определенных состояниях наружного и внутреннего воздуха, известном тепловлажностном балансе помещения и заданном относительном количестве подаваемого наружного воздуха (коэффициент санитарной нормы) могут быть названы оптимальными. Определение того режима, который следует применять в каждом конкретном случае, производят графо-аналитическим путем. Для этого на $I-d$-диаграмму наносят границу замкнутой области, в пределах которой могут находиться точки, характеризующие состояние наружного воздуха данного географического пункта. Далее эта область разбивается на 12 участков, пронумерованных на рис. 10.10 римскими цифрами.

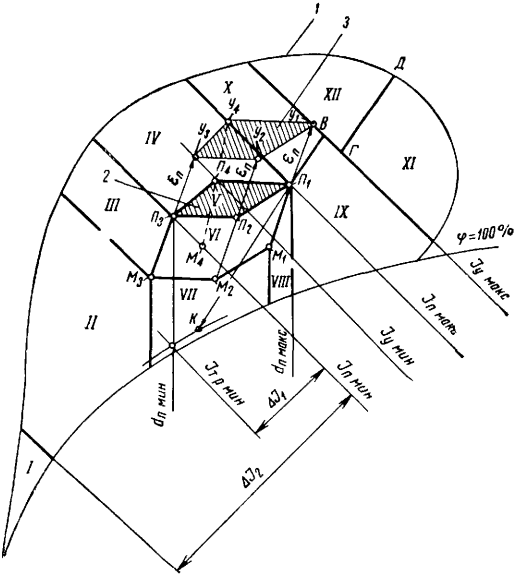


Рис. 10.10. Участки на $I-d$-диаграмме, представляющие параметры наружного воздуха, которые служат для определения оптимальной последовательности обработки воздуха в кондиционере

1 — граница области возможных состояний наружного воздуха; *2* — допустимый диапазон колебаний параметров приточного воздуха; *3* — диапазон колебаний параметров уходящего воздуха

Границы между участками проводят следующим образом:

наносится четырехугольник $П_1П_2П_3П_4$ возможных состояний приточного воздуха, образующий собой участок V;

через точки $П_1$ и $П_3$ проводятся соответственно линии постоянных энтальпий $I_{п.\,макс}$ и $I_{п.\,мин}$. Ломаная $П_1П_4П_3$ и жирные части указанных изоэнтальп образуют участок IV;

через вершины четырехугольника $П_1П_2П_3П_4$ проводятся лучи процесса ассимиляции тепла и влаги в помещении $\varepsilon_п$ и строится четырехугольник $У_1У_2У_3У_4$, характеризующий возможные состояния уходящего воздуха. Лучи $\varepsilon_п$ продлеваются до точек $М_1$, $М_2$ и $М_3$. Положения этих точек выбираются так, чтобы были справедливыми отношения

$$\frac{У_1П_1}{У_1М_1} = \frac{У_2П_2}{У_2М_2} = \frac{У_3П_3}{У_3М_3} = \frac{У_4П_4}{У_4М_4} = \bar{У},$$

где $\bar{У}$ — количество наружного воздуха (в долях единицы) в общем количестве приточного воздуха. Таким образом создается участок VI;

из точек $М_1$, $П_1$ и $М_3$ опускаются линии постоянных влагосодержаний, в результате чего создаются участки VII и $VIII$;

через точку $М_3$ проводится изоэнтальпа и образуется участок III;

через точку $П_3$ проводится линия постоянного влагосодержания, которая в точке своего пересечения с кривой относительной влажности воздуха за тепловлагообменным аппаратом кондиционера определяет изоэнтальпу, соответствующую минимальной температуре точки росы ($I_{т.\,р.\,мин}$). Далее, пользуясь формулой

$$I_{I-II} = I_{у.\,мин} - \frac{I_{у.\,мин} - I_{т\ р.\,мин}}{\bar{У}},$$

проводят границу между участками I и II;

через точку $У_1$ проводится изоэнтальпа $I_{у.\,макс}$; наносится точка $К$, соответствующая минимальным параметрам охлажденного воздуха при регулировании параметров притока путем препуска части воздуха через обводной канал; проводится прямая $П_1К$, которая продлевается до пересечения с изоэнтальпой $I_{у.\,макс}$ в точке $В$. Таким образом создаются участки IX и X;

на изоэнтальпе $I_{у.\,макс}$ наносится точка $Г$, так чтобы отрезок $У_1Г$ был равен отношению $У_1В/\bar{У}$. Далее через точку $Г$ проводится прямая $ГД$, параллельная линии $КВ$, и создаются участки XI и XII.

Оптимальный режим обработки воздуха выбирается в зависимости от положения на I—d-диаграмме точки, характеризующей в данный момент состояние наружного воздуха (табл. 10.7).

Таблица 107

Технологические процессы обработки воздуха при различных состояниях наружного воздуха

Номер участка (см. рис. 10.10), в пределах которого расположена точка, характеризующая состояние наружного воздуха	Оптимальная последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере
I	Смесь уходящего воздуха (точка $У_3$) и санитарной нормы наружного воздуха подогревается в калорифере первого подогрева до энтальпии $I_{тр.\,мин}$ изоэнтальпически увлажняется и далее подогревается в калорифере второго подогрева (до точки $П_3$)
II	Часть смеси уходящего воздуха (точка $У_3$) и санитарной нормы наружного воздуха изоэнтальпически увлажняется, после чего весь обрабатываемый воздух подогревается в калорифере (до точки $П_3$)

Номер участка (см. рис. 10.10), в пределах которого расположена точка, характеризующая состояние наружного воздуха	Оптимальная последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере
III	Часть смеси наружного и уходящего воздуха (точка $У_3$), имеющей энтальпию $I_{п.\ мин}$, изоэнтальпически увлажняется, после чего смешивается с необработанной частью смеси
IV	Часть наружного воздуха изоэнтальпически увлажняется, после чего смешивается с необработанной частью наружного воздуха в такой пропорции, что конечное состояние смеси воздуха характеризуется точкой на ломаной линии $П_3 П_4 П_1$
V	Наружный воздух подается в помещение без тепловлажностной обработки
VI	Наружный воздух смешивается с уходящим в такой пропорции, что параметры смеси характеризуются точкой на ломаной $П_1 П_2 П_3$
VII	Смесь уходящего воздуха и санитарной нормы наружного воздуха подогревается в калорифере до состояния, характеризуемого точкой на ломаной $П_1 П_2 П_3$
VIII	Смесь наружного и уходящего воздуха (точка $У_1$) подогревается в калорифере (точка $П_1$)
IX	Часть наружного воздуха охлаждается (точка $К$), после чего весь обрабатываемый воздух подогревается в калорифере (точка $П_1$)
X	Часть наружного воздуха охлаждается, после чего смешивается с необработанным наружным воздухом в такой пропорции, что состояние смеси соответствует точке $П_1$
XI	Часть смеси уходящего (точка $У_1$) воздуха и санитарной нормы наружного воздуха охлаждается (точка $К$), после чего смешивается с необработанной частью смеси и подогревается в калорифере (точка $П_1$)
XII	Последовательность обработки воздуха в кондиционере та же, что для участка *X*, только вместо наружного воздуха используется смесь уходящего воздуха (точка $У_1$) и санитарной нормы наружного воздуха

Таблица 10.8

Удельные годовые расходы энергии СКВ при ее регулировании по методам точки росы и оптимальных режимов

Географический пункт	Тип здания	Тип кондиционера	Годовой расход тепла на 1000 *м³/ч* производительности СКВ в *Гкал* при методах регулирования		Годовой расход холода на 1000 *м³/ч* производительности СКВ в *Гкал* при методах регулирования	
			точки росы	оптимальных режимов	точки росы	оптимальных режимов
Рига	Промышленное	С рециркуляцией	18,5	9,7	3,06	1,27
		Прямоточный	62,4	59,3	3,66	2,72
	Общественное	С рециркуляцией	35	9,6	0,2	0,16
		Прямоточный	50,1	41,1	0,2	0,14
Ашхабад	Промышленное	С рециркуляцией	12,8	3,7	8,91	5,96
		Прямоточный	37,2	35,3	12,19	10,32
	Общественное	С рециркуляцией	24,4	4	3,62	2,36
		Прямоточный	30,8	19,1	3,38	2,61

Систему автоматического регулирования, действующую по методу оптимальных режимов, можно осуществить, пользуясь разработанными институтом Латгипропром чертежами, рассчитанными на применение обычных, серийно выпускаемых приборов автоматики. Метод оптимальных режимов использован при разработке кондиционеров серии КН с электрической системой автоматизации.

Об эффективности этого метода можно судить по данным, приведенным в табл. 10.8.

5. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ КОНДИЦИОНЕРОВ-ДОВОДЧИКОВ*

При двухтрубных водовоздушных СКВ ручное регулирование теплообменников кондиционеров-доводчиков возможно при их снабжении только горячей или только холодной водой. При попеременном снабжении холодной и горячей водой ручное регулирование практически неосуществимо. В этом случае потребитель не может определить, какой водой питается в данный момент теплообменник, и поэтому не знает, следует ли ему прикрывать или открывать клапан для того, чтобы, например, снизить температуру в помещении. Для эффективного регулирования этих систем необходимо иметь автоматические реверсивные регулирующие клапаны, которые в данное время промышленностью не выпускаются.

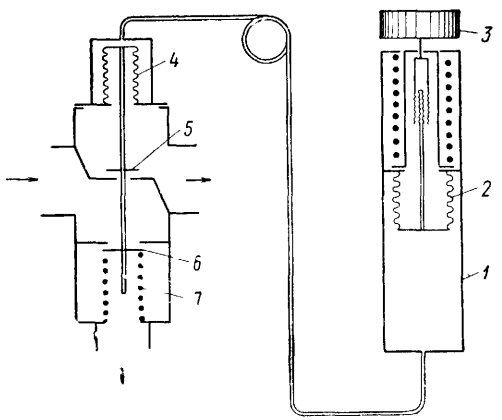


Рис. 10.11. Регулятор температуры прямого действия РТВ-15 с разделительным клапаном ($D_y = 15$ *мм*)

1 — корпус настроечного устройства; *2* — настроечный сильфон; *3* — настроечная рукоятка; *4* — сильфон перестановки; *5* и *6* — регулирующие органы; *7* — возвратная пружина

На рис. 10.11 изображена кинематическая схема регулятора температуры прямого действия типа РТВ-15** с разделительным клапаном для эжекционных доводчиков, снабжаемых горячей или холодной водой по двухтрубным непереключаемым*** системам. С помощью этого терморегулятора изменяется соотношение количеств воды, пропускаемых через теплообменник и по обводной линии. При работе системы на горячей воде к теплообменнику присоединяется прямое проходное сечение, расход через которое снижается с увеличением температуры термобаллона, а к обводной линии — боковое проходное сечение, расход через которое повышается; при работе системы на холодной воде к теплообменнику подсоединяется боковое проходное сечение, а к обводной линии — прямое проходное сечение.

Действие прибора основано на использовании изменения объема теплочувствительной жидкости, заполняющей термобаллон, капилляр и сильфон перестановки, в зависимости от температуры окружающего воздуха.

На рис. 10.12 изображена кинематическая схема регулятора температуры прямого действия типа РТК-5215-ТК-15 с трехпроходным несме-

* Написан совместно с инж. Л. Ф. Кукликом.

** Разработан Смоленским филиалом НИИТехноприбор.

*** Эти системы снабжаются в течение года либо только горячей, либо только холодной водой.

шивающим клапаном для теплообменников трехтрубных систем. При повышении температуры окружающего воздуха терморегулятор сначала уменьшает от максимума до нуля расход горячей воды, а потом увеличивает от нуля до максимума расход холодной воды. В конструкции клапана предусмотрен разделительный сильфон, который дает возможность заменять термосистемы без спуска тепло- и холодоносителя из трубопроводов. Клапан может быть использован для ручного регулирования температуры в помещении; в этом случае на клапан вместо термосистемы устанавливается рукоятка для ручного управления. Для защиты клапана от засорения на подводящих трубопроводах устанавливаются поставляемые комплектно с прибором сетчатые водяные фильтры.

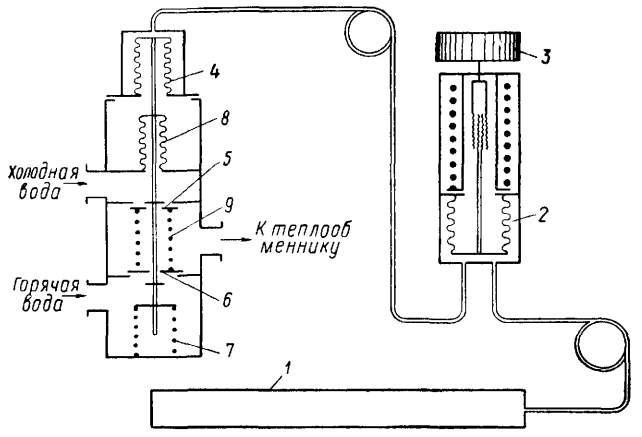


Рис. 10.12. Регулятор температуры прямого действия РТК-5215-ТК-15 с трехпроходным несмешивающим клапаном ($D_у = 15$ *мм*)

1 — термобаллон; *2* — гофроечный сильфон, *3* — гофроечная рукоятка; *4* — сильфон перестановки; *5* и *6* — регулирующие органы; *7* — возвратная пружина, *8* — разделительный сильфон, *9* — пружина

Диапазон настройки регуляторов РТВ-15 и РТК-5215-ТК-15 предусмотрен в пределах 15—30°.

Статические характеристики регулятора для РТВ-15 $K_{V1} = f(\Delta\Theta)$ (где $\Delta\Theta$ — разность между температурой, установленной по шкале, и температурой термобаллона) и $K_{V2} = \varphi(\Delta\Theta)$, а также для регулятора РТК-5215-ТК-15 $K_{V\,х} = f_1(\Delta\Theta)$ и $K_{V\,г} = \varphi_1(\Delta\Theta)$ приведены в левой части рис. 10.13 (где $K_{V\,1}$, $K_{V\,2}$ — коэффициенты пропускной способности соответственно проходных сечений *I—II* и *I—III* регулятора РТВ-15; $K_{V\,х}$ и $K_{V\,г}$ — коэффициенты пропускной способности проходных сечений для холодной и горячей воды регулятора РТК-5215-ТК-15).

Точность регулирования температуры в помещении зависит от изменения нагрузки и может быть определена по рис. 10.13. Так, например, если вследствие изменения холодильной нагрузки по команде терморегулятора расход воды $W_х$ изменяется от 800 до 500 *л/ч*, а перепад $\Delta H_{кл}$ изменяется от 3000 до 4000 *кГ/м²*, то температура в помещении при величине $K_{V\,х} = 2{,}5$ может отклоняться на 1,9—1,3=0,6°, а при величине $K_{V\,х} = 1{,}6$ на 2,75—1,75=1°.

Как видно из приведенного примера, уменьшения абсолютной величины отклонения температуры в помещении при действии возмущения можно достигнуть за счет выбора клапана с большим коэффициентом пропускной способности. Однако необходимо иметь в виду, что с ростом коэффициента пропускной способности ухудшаются динамические свойства системы регулирования, а это может привести к возникновению незатухающих колебаний регулируемой температуры.

Таблица 10.9

Значения коэффициентов пропускной способности и сопротивления клапанов

$K_{V\,х}$	$\zeta_{кл.\,х}$	$K_{V\,г}$	$\zeta_{кл\,г}$
0,25	1270	0,25	1270
0,4	500	0,4	500
0,6	220	0,6	220
1	80	1	80
1,6	31	1,6	31
2,5	13	—	—

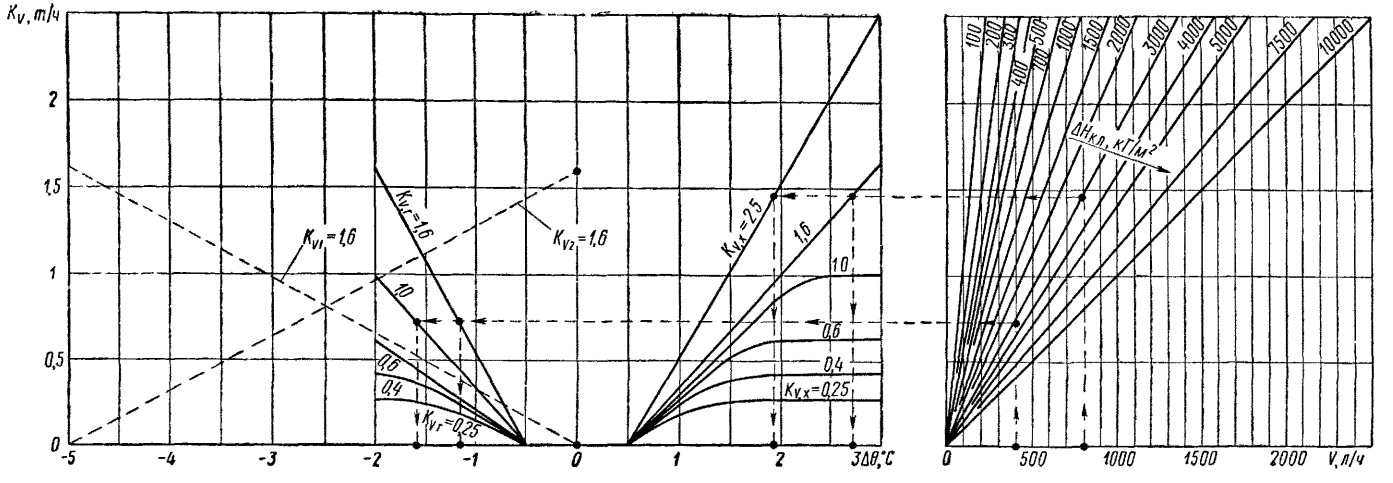


Рис. 10 13 Диаграмма для выбора регуляторов РТВ-15 и РТК-5215 ТК-15

Пример. Дано $V_х$=800 *л/ч*; $V_г$=400 *л/ч*, $\Delta H_{кл}$=3000 *кГ/м²*.
Определить $K_{V\,х}$, $K_{V\,г}$ и величину возможного отклонения температуры в помещении от температуры настройки регулятора
Ответ при $K_{V\,х}$=2,5 $\Delta\theta$=1,9°С; при $K_{V\,х}$=1,6 $\Delta\theta$=2,75°С; при $K_{V\,г}$=1,6 $\Delta\theta$=—1,2°С; при $K_{V\,г}$=1 $\Delta\theta$=—1,6°С.

В табл. 10.9 приведены значения коэффициентов пропускной способности и соответствующих сопротивлений клапанов по холодной и горячей воде. При выборе клапанов регуляторов, согласно техническим условиям завода-изготовителя, потребитель может принимать любое сочетание величин K_{Vx} и $K_{Vг}$. Так, например, при $K_{Vx}=0{,}25$ величина $K_{Vг}$ может иметь значение 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6. Необходимое сочетание величин K_V указывается в спецификации. Так, например, терморегулятор с характеристиками $K_{V\,x}=1{,}6$ и $K_{V\,г}=0{,}4$ обозначается РТК-5215-ТК-15 $\frac{0{,}4}{1{,}6}$.

Глава 11
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ

1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА КОМПАКТНЫМИ И ВЕЕРНЫМИ СТРУЯМИ

Струи, выходящие из воздухораспределителей, характеризуются: максимальной скоростью или скоростью на оси струи v_x в *м/сек*; максимальной (или минимальной) температурой t_x в *град*, наблюдающихся обычно на оси струи; средней скоростью по расходу $v_{ср.\,р}$ в *м/сек*, которая является частным от деления количества движения на секундную массу струи; средней по расходу температурой струи $t_{ср.\,р}$ в *град*, равной температуре в точке струи со скоростью $v_{ср.\,р}$; средней скоростью по площади $v_{ср.\,п}$ в *м/сек*, являющейся частным от деления секундного расхода на площадь поперечного сечения струи; средней температурой струи по площади $t_{х.\,п}$ в *град*.

При движении струи в воздушном пространстве помещения возникают эжектируемые ею вторичные потоки воздуха, имеющие противоположное направление по сравнению с направлением основного или прямого потока. Вторичные потоки называются *обратными потоками*.

Строительные нормы и правила СНиП II-Г.7-62 регламентируют оптимальные и допускаемые скорости движения воздуха в рабочей РЗ или обслуживаемой О зоне помещения $v_{норм}$ в *м/сек* и устанавливают допускаемые колебания температур в этой зоне $\Delta t_{доп}$ в *град*.

При расчете систем кондиционирования, как правило, нормируемые скорости воздуха следует принимать равными максимальным скоростям в расчетном сечении струи, а допускаемые колебания температуры следует сопоставлять с максимальными разностями температур, которые создаются приточными струями, входящими в зоны О или РЗ, т. е. следует принимать:

а) в основной струе

$$v_x = v_{норм}\ м/сек; \tag{11.1}$$

$$\Delta t_x = \Delta t_{доп}\ град; \tag{11.2}$$

б) в обратном потоке

$$v_{обр} = v_{норм}\ м/сек; \tag{11.3}$$

$$\Delta t_{обр} = \Delta t_{доп}\ град. \tag{11.4}$$

При комфортном кондиционировании воздуха на промышленных предприятиях, не имеющих постоянных фиксированных рабочих мест в

зонах прямого воздействия приточной струи, т. е. в зонах, в которых струя приточного воздуха имеет максимальные скорости, допускается принимать для основной струи:

$$v_x = 2\,v_{норм}; \tag{11.5}$$

$$\Delta t_x = 2\,\Delta t_{доп}. \tag{11.6}$$

Зона прямого воздействия приточной струи $F_{п.в}$ определяется площадью поперечного сечения в месте входа струи в рабочую или обслуживаемую зону, в пределах которой максимальные скорости воздуха могут колебаться от v_x до 0,5 v_x.

Для ненастилающихся компактных струй

$$F_{п.в} = (0{,}2x_п + \sqrt{F_0})^2\ 0{,}785\ м^2; \tag{11.7}$$

для неполных веерных струй при $x_п \leqslant 11{,}3\sqrt{F_0}$

$$F_{п.в} = (2\,x_п\ \mathrm{tg}\ \alpha/4 + \sqrt{F_0})^2\ 0{,}785\ м^2; \tag{11.8}$$

для настилающихся струй

$$F^н_{п.в} = 0{,}5\ F_{п.в}\ м^2, \tag{11.9}$$

где F_0 — площадь свободного сечения отверстия, из которого выходит воздух, в $м^2$;
$x_п$ — расчетная полная длина струи в $м$;
α — центральный угол расширения струи в *град*.

Угол α изменяется от 19 до 22° при выходе из воздухораспределителей с параллельными направляющими. При установке направляющих под углом к оси струи угол расширения струи в ее начале близок к углу установки направляющих и может быть доведен до 90°. Затем угол α постепенно уменьшается и на расстоянии $x = 11{,}3\sqrt{F_0}$ снова равен 19—22°.

Данные о скоростях воздуха, нормируемых СНиП II-Г.7-62, приведены в табл. 2.1.

Точность поддержания температуры воздуха в помещениях, обслуживаемых СКВ, при отсутствии специальных технологических условий, СНиП II-Г.7-62 рекомендуют принимать $\Delta t_{доп} = \pm 1°$. Технологические условия в некоторых случаях вызывают повышенные требования к точности поддержания температуры, иногда $\Delta t_{доп}$ до $\pm 0{,}1$ и даже до $\pm 0{,}01°$.

Разность между температурами в отдельных точках помещения при равномерных теплоизбытках является следствием разности температур, создаваемой приточной струей, и возмущений, возникающих при действии органов, регулирующих температуру помещения. Поэтому при расчете распределения воздуха не следует допускать разности температур между максимальной температурой воздуха в струе t_x и температурой в О или РЗ $t_п$ более 70% допускаемых отклонений:

$$\Delta \bar{t}_x = t_п - t_x = 0{,}7\ \Delta t_{доп}. \tag{11.10}$$

СНиП II-Г.7-62 допускают отклонение относительной влажности воздуха в помещении при комфортном кондиционировании воздуха $\Delta\varphi_{доп} = \pm 7\%$, а по технологическим условиям часто требуется поддерживать $\Delta\varphi_{доп} = \pm 2\%$. Отклонения по относительной влажности зависят от отклонений температуры и влагосодержания воздуха. Последнее обычно контролируется по температуре точки росы. Поэтому значения $\Delta\varphi_{доп}$ следует приводить к допустимым колебаниям температуры.

Руководствуясь соотношениями максимальных и нормируемых или допустимых параметров в рабочей или обслуживаемой зоне, приведенными в формулах (11.1)—(11.6), все расчеты распределения воздуха можно вести, учитывая только максимальные скорости и разности температур.

В технике кондиционирования воздуха струю приточного воздуха представляют состоящей из двух участков: начального и основного, при этом, как правило, рабочим участком является основной участок струи, так как длина начального участка мала и не превосходит

$$x_0 \approx 2\sqrt{F_0}\ м, \tag{11.11}$$

где F_0 — площадь живого сечения отверстия, из которого выходит воздух, в $м^2$.

Закономерности осесимметричной компактной струи Г. Н. Абрамович связал с параметром ax_0/d_0 (где a — безразмерный коэффициент турбулентности; x_0 — расстояние от полюса струи до заданного сечения в $м$; d_0 — диаметр выходного отверстия). Коэффициент турбулентности a оказалось целесообразным заменить другим безразмерным коэффициентом, характеризующим затухание струи $m \approx 0{,}48/a$. Расстояние до искомого сечения струи удобно исчислять от места выхода струи, поэтому вместо расстояния x_0 от полюса струи теперь принято пользоваться расстоянием x, которое на достаточном удалении от насадка, а практически на всем основном участке струи, приблизительно равно x_0.

Диаметр выходного отверстия насадка может быть представлен в виде $d_0 = 1{,}13\sqrt{F_0}$.

Тогда на основном участке воздушной струи

$$\frac{ax_0}{d_0} = \frac{0{,}48\ x}{1{,}13\ m\sqrt{F_0}} = \frac{0{,}48\ x}{m_1\sqrt{F_0}},$$

где $m_1 = 1{,}13\ m$.

В результате расчетная формула Г. Н. Абрамовича для основного участка воздушной струи преобразуется следующим образом:

$$\frac{v_{x_0}}{v_x} = \frac{0{,}48}{\frac{ax_0}{d_0} + 0{,}145} \approx \frac{v_x}{v_0} = m_1\frac{\sqrt{F_0}}{x}. \tag{11.12}$$

Аналогичные преобразования для избыточной температуры в слабонеизотермической струе приводят расчетные формулы к виду

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0} = \frac{t_п - t_x}{t_п - t_0} = n_1\frac{\sqrt{F_0}}{x}, \tag{11.13}$$

где $t_п$ — температура воздуха в помещении вне струи в *град*;
t_x — температура воздуха на оси струи в *град*;
t_0 — температура воздуха при выходе из приточного насадка в *град*;
Δt_0 — рабочая разность температур в *град*;
n_1 — коэффициент, характеризующий темп затухания разности температур Δt_x по длине струи

На развитие струй приточного воздуха, распространяющихся внутри помещений, оказывает влияние большое число различных факторов, из которых поддаются учету при проектировании и учитываются поправочными коэффициентами только следующие:

влияние плоских ограждений, расположенных вблизи выпуска воздуха, коэффициентом 1,41; в связи с этим для струй воздуха, настилающихся на ограждения, основные расчетные коэффициенты m_1 и n_1 заменяются коэффициентами:

$$m_2 = 1{,}41\ m_1; \tag{11.14}$$

$$n_2 = 1{,}41\ n_1; \tag{11.15}$$

стеснение приточных воздушных струй ограждениями помещения — коэффициентом $K_с$;

взаимодействие приточных струй — коэффициентом $K_в$;

неизотермичность приточных струй — коэффициентом $K_н$.

Расчет приточных струй рекомендуется вести в следующем порядке: 1) выбрать тип по табл. 11.1 и задаться размером воздухораспределителя; 2) выбрать схему подачи воздуха по рис. 11.1 и определить действительное расстояние $x_п$ от места выхода струи воздуха до постоянного рабочего места при I схеме подачи или до входа струи в обслуживаемую зону при II—VI схемах подачи.

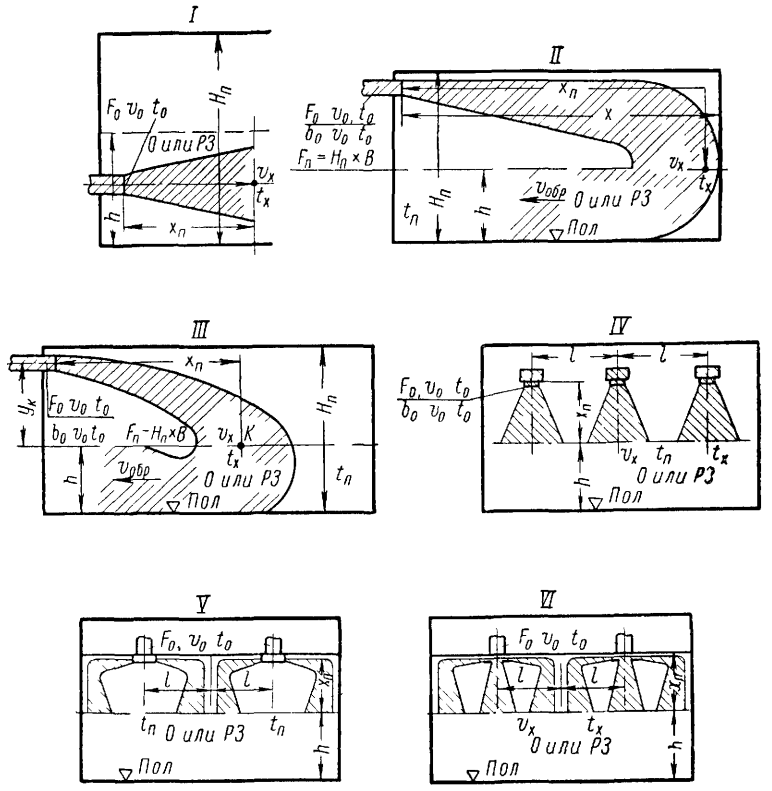


Рис. 11.1. Основные схемы *I—VI* подачи воздуха компактными, плоскими или веерными (неполными и полными) струями
$x_п$ — расстояние до рабочего места, до зоны О или РЗ

Действительное расстояние сопоставляется с условиями, приведенными в графе 6 табл. 11.2. В графах 7 и 8 той же таблицы находят основные расчетные формулы:

для определения начальной скорости воздуха v_0 при выходе из воздухораспределителя — формулы (11.16)—(11.43);

для определения разности температур:

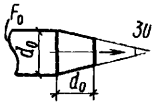
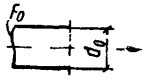
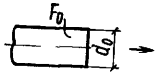
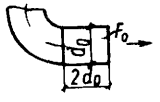
Δt_x — между температурой воздуха в О или РЗ и экстремальной температурой в струе (минимальной при охлаждении и максимальной при нагреве помещения) в месте входа ее в О или РЗ — формулы (11.44)—(11.49), (11.51), (11.52), (11.54), (11.55), (11.57), (11.60)—(11.71);

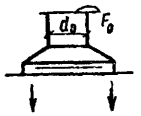
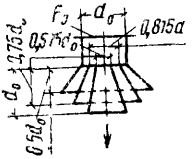
$\Delta t_{обр}$ — между температурой воздуха в О или РЗ и экстремальной температурой воздуха в обратном потоке, создаваемом приточной струей, — формулы (11.50), (11.53), (11.56) и (11.59);

для выбранного типа и размера воздухораспределителя определяется начальная скорость воздуха v_0 в *м/сек* (графа 7 табл. 11.2) в его расчетном сечении F_0 в $м^2$ или в щели шириной b_0 *м*, основываясь на заданном расстоянии до обслуживаемой зоны и заданной максимальной скорости воздуха в этой зоне v_x в *м/сек* или максимальной скорости в обратном потоке $v_{обр.\,макс}$ в *м/сек*.

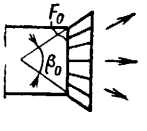
Таблица 11.1

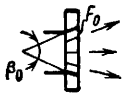
Характеристики воздухораспределителей

№ воздухораспределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значения коэффициентов m_1 для струй: ненастилающейся	m_2 для струй: настилающейся	n_1 для струй: ненастилающейся	n_0 для струй: настилающейся	ζ, отнесенный к скорости v_0 в сечении F_0
1	2	3	4	5	6	7	8
	I. Воздухораспределители, образующие компактные струи воздуха						
1	Цилиндрическая труба с конфузором		7,7	10,9	5,8	8,2	4,5
2	Цилиндрическая труба		6,8	9,6	4,8	6,8	1,1
3	То же, с сеткой при $K_{ж.\ с} = 0,5$		6,0	8,5	4,5	6,4	1,5
4	Цилиндрическая труба с отводом		5,4	7,6	4,1	5,8	1,1
5	Патрубок поворотный типа ПП конструкции ВНИИГС		6,6	9,3	4,5	6,4	1,1
6	Решетки, сетки, перфорированные решетки при $K_{ж.\ с} = 0,8 \div 0,5$	F_0 —площадь в свободном сечении	6	8,5	4,2	5,9	1,8
7	То же, при $K_{ж.\ с} = 0,5 \div 0,2$	То же	5	7,1	4	5,7	1,8
8	То же, при $K_{ж.\ с} = 0,2 \div 0,05$	»	4,5	6,4	3,6	5,1	1,8

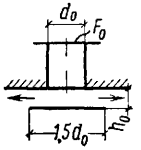
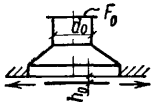
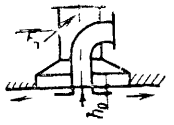
№ воздухораспределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значения коэффициентов m_1	m_2	n_1	n_2	c, отнесенный к скорости v_0 в сечении F_0
			для струй				
			ненастилающейся	настилающейся	ненастилающейся	настилающейся	
1	2	3	4	5	6	7	8
9	Приточные регулирующие решетки типа РР конструкции ВНИИГС исполнений *А* и *В*		4,5	6,4	3,2	4,5	2,2*
10	Осевой вентилятор со спрямляющей решеткой		4,5	6,4	3,8	5,4	—
11	Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ конструкции ВНИИГС при поджатом диске		3,4	—	3	—	3
12	Потолочный плафон с тремя диффузорами		1,35	—	1,1	—	1,1

II. Воздухораспределители, образующие неполные веерные струи воздуха

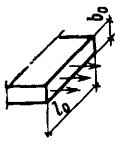
13	Воздухораспределитель пристенный типа ВП конструкции ВНИИГС		2,4	—	3,6	—	6,8
14	Решетка веерная типа РВ конструкции НИИСТ β_0 в *град.* 45 60 90		 3,5 2,8 2	 5 4 2,8	 2,5 1,7 1,25	 3,5 2,4 1,8	 1,1 1 1

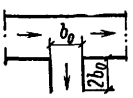
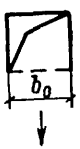
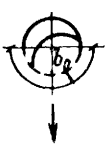
№ воздухораспределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значения коэффициентов m_1	m_2	n_1	n_2 для струй	c, отнесенный к скорости v_0 в сечении F_0
			неастилающейся	настилающейся	неастилающейся	настилающейся	
1	2	3	4	5	6	7	8
15	Приточная регулирующая решетка типа РР конструкции ВНИИГС, исполнение *Б*		1,8	2,5	1,2	1,7	3,3

III. Воздухораспределители, образующие полные веерные струи воздуха

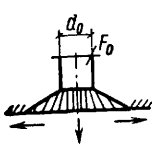
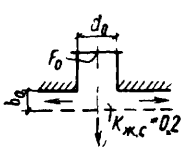
16	Простой потолочный плафон при h_0/d_0: 0,2 0,3 0,4		—	1,7 1,45 1,35	—	1,15 1,25 1,25	4 2,3 1,9
17	Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ конструкции ВНИИГС при опущенном диске		—	1,35	—	1,1	1,9
18	Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК конструкции ВНИИГС		—	1	—	0,8	2

IV. Воздухораспределители, образующие плоские струи воздуха

19	Прямоугольные отверстия, решетки с параллельными направляющими лопатками при $K_{ж.\,с}=1\div08$		2,5	3,5	2	2,8	1,8

№ воздухораспределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значения коэффициентов m_1 (для струй, неластилающейся)	m_2 (для струй, ластилающейся)	n_1 (для струй, неластилающейся)	n_2 (для струй, ластилающейся)	c, отнесенный к скорости v_0 в сечении F_0
1	2	3	4	5	6	7	8
20	Щелевой насадок с параллельными направляющими лопатками при $K_{ж.\ с} > 0{,}8$		2,3	3,2	1,9	2,7	1,5
21	Воздухораспределитель перфорированный конструкции ЛИОТ, прямоугольный при $K_{ж.\ с}$: 0,092 / 0,062 / 0,046		0,65 / 0,53 / 0,45	—	0,58 / 0,48 / 0,4	—	2,4*
22	То же, круглый при $K_{ж.\ с}$: 0,092 / 0,062 / 0,046		0,29 / 0,24 / 0,21	—	0,26 / 0,22 / 0,19	—	

V. Воздухораспределители, выпускающие две струи воздуха — веерную настилающуюся на потолок и направленную вниз

23	Воздухораспределитель двухструйный шестидиффузорный типа ВДШ конструкции НИИСТ		0,8	1,4	0,65	1,05	1,9
24	Воздухораспределитель двухструйный с перфорированным диском типа ВДП, конструкции ЛИОТ при b_0/d_0: 0,1 / 0,2 / 0,3		2,5 / 0,9 / 0,35	1,25 / 1,15 / 1	1,7 / 0,7 / 0,2	1 / 0,9 / 0,8	4 / 2,8 / 1,9

Примечания: 1. Выделены номера позиций типовых воздухораспределителей, на которые выполнены рабочие чертежи.

2. Значения коэффициентов даны при равномерном поле скоростей воздуха в подводящем патрубке, что должно обеспечиваться соответствующей длиной подводящего воздуховода или установкой регуляторов равномерности.

3. Звездочкой отмечены величины c при боковом подводе воздуха.

Таблица 11.2

Формулы для расчета воздухораспределителей

Место выпуска и направление струй воздуха	№ схем (см. рис. 11.1)	Характеристики струй воздуха		Типы воздухораспределителей (согласно табл. 11.1)	Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
						v_0, *м/сек*	Δt_x или $\Delta t_{обр}$, *град*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Выпуск в пределах О или РЗ	*I*	Компактная свободная	Начальный участок	Решетки *6—9* при параллельных направляющих	$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} \leqslant m_1$	v_x (11.16)	Δt_0 (11.44)	При назначении величин v_x и Δt_x следует учитывать формулы (11.1) — (11.6) и (11.10)
			Основной участок		$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} > m_1$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$ (11.17)	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$ (11.45)	
		Неполная веерная свободная	Начальный участок	Распределитель *13* и решетки *14* и *15* с углом $\beta_0 = 45 \div 90°$	$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} \leqslant m_1$	v_x (11.18)	Δt_0 (11.46)	
			Основной участок		$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} > m_1$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$ (11.19)	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$ (11.47)	
Выпуск горизонтально в верхней зоне, струями, настилающимися на потолок	*II*	Компактная настилающаяся	Свободная, основной участок	Распределители *1—5* и решетки *6—10* и *14* при параллельных направляющих	$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} \leqslant 2{,}1$	$v_x \frac{x_п}{m_2 K_в \sqrt{F_0}}$ (11.20)	$\Delta t_0 \frac{n_2 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$ (11.48)	То же. Условия настилания проверяются по формуле (11 80)

Продолжение табл. 11.2

Место выпуска и направление струй воздуха	№ схем (см. рис. 11.1)	Характеристики струй воздуха		Типы воздухораспределителей (согласно табл. 11.1)	Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения v_0, м/сек	Формулы для определения Δt_x или $\Delta t_{обр}$, град	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Выпуск горизонтально в верхней зоне, струями, настилающимися на потолок	*II*	Компактная настилающаяся	Стесненная, основной участок	Распределители *1—5* и решетки *6—10* и *14* при параллельных направляющих	При значениях $x_п/F_п > 2{,}1$ следует принимать меньшее из значений v_0, полученных по формулам (11.21) и (11.22)	$v_x \dfrac{x_п}{m_2 K_в K_с \sqrt{F_0}}$ (11.21)	$\Delta t_0 \dfrac{v_x n_2^*}{v_0 m_2}$ (11.49)	При назначении величин v_x и Δt_x следует учитывать формулы (11.1)—(11.6) и (11.10). Условия настилания проверяются по формуле (11.80)
		Компактная в начале	Обратный поток в О или РЗ			$v_{обр} \dfrac{10{,}5}{m_1} \sqrt{\dfrac{F_п}{F_0}}$ (11.22)	$\Delta t_0 \dfrac{v_{обр} n_1}{v_0 m_1}$ (11.50)	
		Неполная веерная	Свободная	Решетка *14*, $\beta = 45°$	$x_п/\sqrt{F_п} \leqslant 1{,}1$	$v_x \dfrac{x_п}{m_2 K_в \sqrt{F_0}}$ (11.23)	$\Delta t_0 \dfrac{n_2 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$ (11.51)	При назначении величин v_x и $v_{обр}$, Δt_x и $\Delta t_{обр}$ следует учитывать формулы (11.1) — (11.6) и (11.10). Условия настилания проверяются по формуле (11.81)
				То же, $\beta = 60°$	$x_п/\sqrt{F_п} \leqslant 0{,}8$			
				Решетки *14* и *15*, $\beta = 90°$	$x_п/\sqrt{F_п} \leqslant 0{,}5$			
			Стесненная	Решетка *14*, $\beta = 45°$	При значениях $x_п/\sqrt{F_п}$ больше указанных для формул (11.23) и (11.51) следует принимать меньшее из значений v_0, полученных по формулам (11.24) и (11.25)	$v_x \dfrac{x_п}{m_2 K_в K_с \sqrt{F_0}}$ (11.24)	$\Delta t_0 \dfrac{v n_2^*}{v_0 m_2}$ (11.52)	
				То же, $\beta = 60°$				
				Решетки *14* и *15*, $\beta = 90°$				

Место выпуска и направление струй воздуха	№ схем (см. рис. 11.1)	Характеристики струй воздуха		Типы воздухораспределителей (согласно табл. 11.1)	Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
						v_0, *м/сек*	Δt_x или $\Delta t_{обр}$, *град*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Выпуск горизонтально в верхней зоне струями, настилающимися на потолок	*II*	Неполная веерная вначале	Обратный поток в О или РЗ	Решетка *14*, $\beta = 45°$	При значениях $x_п/\sqrt{F_п}$ больше указанных для формул (11.23) и (11.51) следует принимать меньшее из значений v_0, полученных по формулам (11.24) и (11.25)	$v_{обр}\,\frac{C}{m_1}\sqrt{\frac{F_п}{F_0}}$ (11.25); $C = 3{,}5$ при $\beta = 45°$; $C = 2{,}9$ » $\beta = 60°$; $C = 2$ » $\beta = 90°$	$\Delta t_0\,\frac{v_{обр}\,n_1^*}{v_0\,m_1}$ (11.53)	При назначении величин v_x и $v_{обр}$, Δt_x и $\Delta t_{обр}$ следует учитывать формулы (11.1)—(11.6) и (11.10). Условия настилания проверяются по формуле (11.81)
				То же, $\beta = 60°$				
				Решетки *14* и *15*, $\beta = 90°$				
			Свободная	Отверстия и решетки *19*	$x \leqslant H_п$	$v_x\,\frac{1}{m_2 K_в}\sqrt{\frac{x_п}{b_0}}$ (11.26)	$\Delta t_0\,n_2 K_в\sqrt{\frac{b_0}{x_п}}$ (11.54)	То же, но условия настилания проверяются по формуле (11.80)
		Плоская	Стесненная	То же	При значениях $x > H_п$ следует принимать меньшее из значений v_0, полученных по формулам (11.27) и (11.28)	$v_л\,\frac{1}{m_2 K_в K_с}\sqrt{\frac{x_п}{b_0}}$ (11.27)	$\Delta t_0\,\frac{v_л\,n_2^*}{v_0\,m_2}$ (11.55)	
		Плоская вначале	Обратный поток в О или РЗ	»		$v_{обр}\,\frac{3{,}4}{m_1}\sqrt{\frac{H_п}{b_0}}$ (11.28)	$\Delta t_0\,\frac{v_{обр}\,n_1^*}{v_0\,m_1}$ (11.56)	

Продолжение табл. 11.2

Место выпуска и направление струй воздуха	№ схем (см. рис. 11.1)	Характеристики струй воздуха		Типы воздухораспределителей (согласно табл. 11.1)	Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
						v_0, *м/сек*	Δt_x или $\Delta t_{обр}$, *град*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Выпуск горизонтально в верхней зоне струями, не настилающимися на потолок	*III*	Компактная	Свободная	Распределители *1—5*, решетки *6—10* с параллельными направляющими	$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} \leqslant 1{,}5$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$ (11.29)	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$ (11.57)	При назначении величин v_x и $v_{обр}$, Δt_x и $\Delta t_{обр}$ следует учитывать формулы (11.1) — (11.6) и (11.10).
			Стесненная		При значениях $x_п/F_п > 1{,}5$ следует принимать меньшее из значений v_0, полученных по формулам (11.30) и (11.31)	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в K_с \sqrt{F_0}}$ (11.30)	$\Delta t_0 \frac{v_x n_2^*}{v_0 m_2}$ (11.58)	
		Компактная вначале	Обратный поток в О или РЗ			$v_{обр} \frac{10{,}5}{m_1} \sqrt{\frac{F_п}{F_0}}$ (11.31)	$\Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1^*}{v_0 m_1}$ (11.59)	Высоты $y_к$ и $H_р$ связаны с расстоянием $x_п$ [см. формулы (11.77) —(11.79)] $F_0 = b_0 l_0$ *м²*
		Неполная веерная	Свободная	Решетка *14*, $\beta = 45°$	$x_п/\sqrt{F_п} \leqslant 0{,}75$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$ (11.32)	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$ (11.60)	
				То же, $\beta = 60°$ Решетки *14* и *15*, $\beta = 90°$	$x_п/\sqrt{F_п} \leqslant 0{,}55$ $x_п/\sqrt{F_п} \leqslant 0{,}35$			
		Плоская	»	Отверстия и решетки *19*	$x_п \leqslant H_п$	$v_x \frac{1}{m_1} \sqrt{\frac{x_п}{b_0}}$ (11.33)	$\Delta t_0 n_1 \sqrt{\frac{b_0}{x_п}}$ (11.61)	

Продолжение табл 11 2

Место выпуска и направление струй воздуха	№ схем (см рис. 11.1)	Характеристики струй воздуха		Типы воздухораспределителей (согласно табл 11 1)	Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
						v_0, м/сек	Δt_x или $\Delta t_{обр}$, град	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Выпуск в верхней зоне струями, направленными вертикально вниз	IV	Компактная	Свободная	Насадки *1—4*, решетки *6—9* с параллельными направляющими	$x_п/F_п \leqslant 1{,}5$	$v_x \dfrac{x_п}{m_1 K_в K_н \sqrt{F_0}}$ (11 34)	$\Delta t_0 \dfrac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п K_н}$ (11 62)	При назначении величин v_x и $v_{обр}$, Δt_x и $\Delta t_{обр}$ следует учитывать формулы (11.1) — (11 6) и (11.10)
			Стесненная		$x_п/\sqrt{F_п} > 1{,}5$,	$v_x \dfrac{x_п}{m_1 K_с K_в K_н \sqrt{F_0}}$ (11 35)	$\Delta t_0 \dfrac{v_x n_1^*}{v_0 m_1}$ (11.63)	
				Плафоны *11* и *12*	$x_п/\sqrt{F_п} \leqslant 1{,}5$; $l/\sqrt{F_п} > 10$	$v_x \dfrac{x_п}{m_1 K_с K_в K_н \sqrt{F_0}}$ (11.36)	$\Delta t_0 \dfrac{n_1 K_с K_в \sqrt{F_0}}{x_п K_н}$ (11.64)	
		Неполная веерная	Свободная	Решетки *14* и *15* с непараллельными направляющими	$x_п \leqslant l$	$v_x \dfrac{x_п}{m_1 K_в K_н \sqrt{F_0}}$ (11.37)	$\Delta t_0 \dfrac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п K_н}$ (11.65)	То же. $F_0 = b_0 l_0$ м²
			Стесненная		$x_п > l$	$v_x \dfrac{x_п}{m_1 K_с K_в K_н \sqrt{F_0}}$ (11 38)	$\Delta t_0 \dfrac{v_x n_1^*}{v_0 m_1}$ (11.66)	

Продолжение табл 11 2

Место выпуска и направление струй воздуха	№ схем (см рис 11 1)	Характеристики струй воздуха		Типы воздухораспределителей (согласно табл 11 1)	Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
						v_0, *м/сек*	Δt_x или $\Delta t_{обр}$, *град*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Выпуск в верхней зоне струями, направленными вертикально вниз	*IV*	Плоская или из перфорированных воздуховодов	Свободная	Щелевые и перфорированные выпуски *19—21*	$x_п \leqslant l$	$v_x \dfrac{1}{m_1 K_в K_н} \sqrt{\dfrac{x_п}{b_0}}$ (11 39)	$\Delta t_0 \dfrac{n_1 K_в}{K_н} \sqrt{\dfrac{b_0}{x_п}}$ (11 67)	При назначении величин v_x и $v_{обр}$, Δt_x и $\Delta t_{обр}$ следует учитывать формулы (11 1)—(11 6) и (11.10). $F_0 = b_0 l_0$ *м²*
			Стесненная		$x_п > l$	$v_x \dfrac{1}{m_1 K_с K_в K_н} \sqrt{\dfrac{x_п}{b_0}}$ (11 40)	$\Delta t_0 \dfrac{v_x n_1^*}{v_0 m_1}$ (11 68)	
Выпуск в верхней зоне из плафонов	*V*	Полная веерная	»	Плафоны *16—18*	$0{,}5 < \dfrac{l}{x_п} < 1{,}5$	$v_x \dfrac{x_п + l}{m_2 K_с \sqrt{F_0}}$ (11 41)	$\Delta t_0 \dfrac{n_2 K_с \sqrt{F_0}}{x_п + l}$ (11 69)	При назначении величин v_x и Δt_x следует учитывать формулы (11 1) — (11 6) и (11 10) Условия настилания проверяются по формулам (11 80) и (11 81)
Выпуск в верхней зоне из двухструйных плафонов	*VI*	Полная веерная, рассеянная, вертикальная	Рассеянная вертикальная	Плафоны двухструйной подачи *22* и *23*	$\dfrac{l + x_п}{x_п} > \dfrac{m_2}{m_1}$	$v_x \dfrac{x_п}{m_1 K_н \sqrt{F_0}}$ (11 42)	$\Delta t_0 \dfrac{n_1 \sqrt{F_0}}{K_н x_п}$ (11 70)	
			Веерная настилающаяся		$\dfrac{l + x_п}{x_п} < \dfrac{m_2}{m_1}$ с полным отт	$v_1 \dfrac{x_п + l}{m_2 \sqrt{F_0}}$ (11 43)	$\Delta t_0 \dfrac{n_2 \sqrt{F_0}}{x_п + l}$ (11 71)	

* Данные испытаний отсутствуют Формула пригодна для ориентировочных расчетов

Входящая в расчетные формулы величина коэффициента K_c для учета стеснения воздушных струй определяется согласно рис. 11.2 в зависимости от условий стеснения, характеризуемых относительными величинами $\bar{x}$ и $\bar{l}$, значения которых даны на том же рисунке.

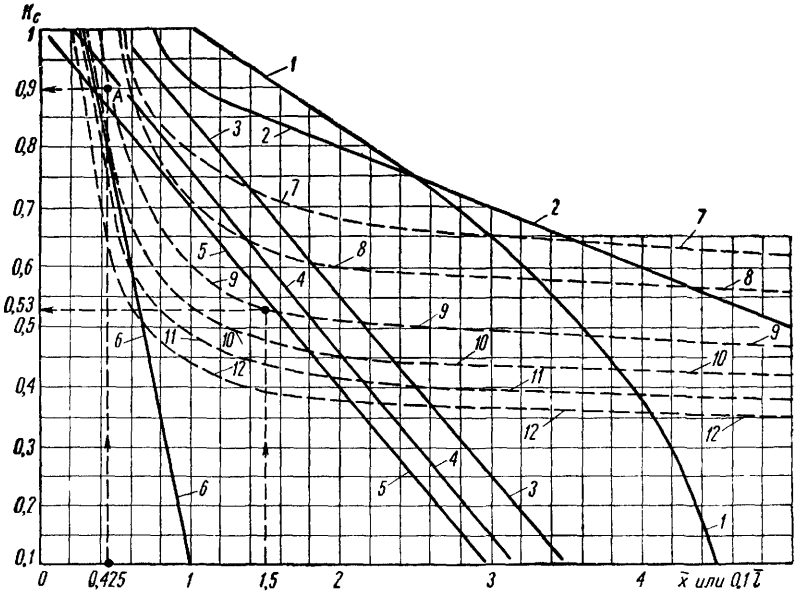


Рис 11 2 Поправочные коэффициенты на стеснение струй ограждениями помещений K_c

1 — компактные струи, *2* — плоские струи, *3*, *4* и *5* — неполные веерные струи из решеток с углами раскрытия жалюзи, равными 45, 60 и 90°; *6* — компактные струи из плафонов, *7*, *8* и *9* — полные веерные струи из плафонов соответственно при отношениях $l/x_п$, равных 1, 1,2, 1,5 (см схему *V* на рис. 11 1)

Для ненастилающихся струй $\bar{x}=\dfrac{x_п}{\sqrt{F_п}}$; для настилающихся струй $\bar{x}=\dfrac{0,7\,x_п}{\sqrt{F_п}}$; для плоских струй $\bar{x}=\dfrac{x_п}{H_п}$; для плафонов, дающих компактные струи, $\bar{x}=\dfrac{x_п}{\sqrt{F_п}}$, для полных веерных струй из плафонов $0,1\,\bar{l}=\dfrac{0,1\,l}{\sqrt{F_0}}$

Пример Дано $0,1\,\bar{l}=1,5$, для плафона при $\bar{l}/x_п=0,8$ (кривая *9*) ***Ответ*** $K_c=0,53$

Величина коэффициента $K_в$ для учета взаимодействия одинаковых параллельных струй воздуха определяется по рис. 11.3.

Величина коэффициента $K_н$ для учета неизотермичности приточных струй вводится только при подаче воздуха вертикально вниз или под углами, приближающимися к вертикальному направлению (60° к горизонту и более). При этом величина поправочного коэффициента $K_н$ определяется по рис. 11 4 или по следующим формулам для струй:

компактных

$$K_н=\sqrt[3]{1\pm 3\left(\frac{x_п}{Z}\right)^2}\;; \qquad (11.72)$$

веерных

$$K_н=\sqrt[3]{1\pm 1,5\left(\frac{x_п}{Z}\right)^2}; \qquad (11.73)$$

$$K_{\text{в}} = \sqrt[3]{1 \pm 2\left(\frac{x_{\text{п}}}{Z}\right)^3}. \qquad (11.74)$$

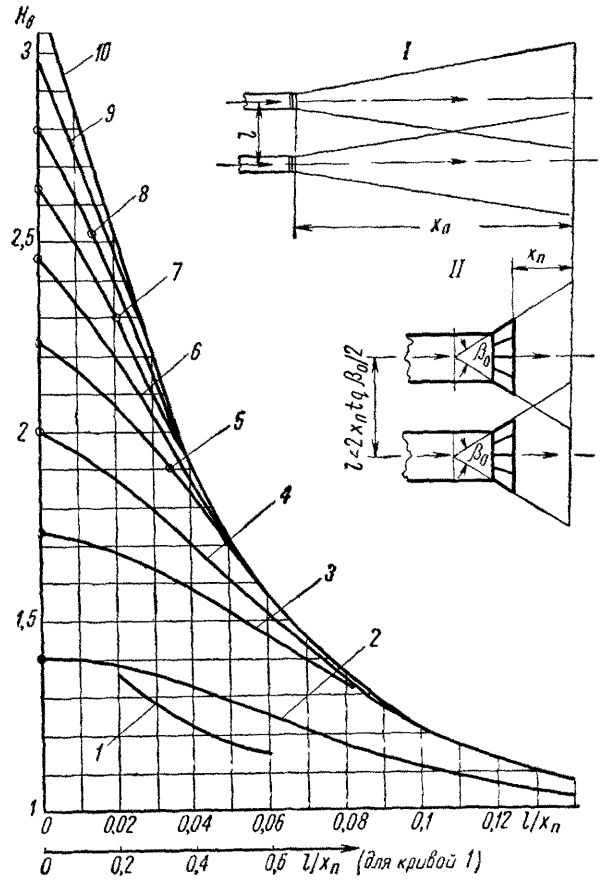


Рис 11 3 Поправочные коэффициенты $K_{\text{в}}$ на взаимодействие одинаковых параллельных компактных или плоских струй (шкала *I* и кривые *2—10*), а также двух неполных веерных струй (шкала *II* и кривая *1*)

Здесь $x_{\text{п}}$ — вертикальное расстояние от выхода струи воздуха до рассматриваемого сечения (по схемам *IV* и *VI*, приведенным на рис. 11 1),

Z — геометрическая характеристика струи воздуха, принимаемая по формулам для струй:

компактных и веерных

$$Z = 5{,}45\ m\, v_0 \times \sqrt[4]{\frac{F_0}{(n\,\Delta\, t_0)^2}}\ \text{м}, \qquad (11.75)$$

плоских

$$Z = 9{,}6 \times \sqrt[3]{b_0\,\frac{(m\, v_0)^4}{(n\,\Delta\, t_0)^2}}\ \text{м}; \qquad (11.76)$$

при этом $m = m_1$ и $n = n_1$ согласно данным табл. 11.1,

v_0 и Δt_0 — скорость воздуха в *м/сек* и разность температур *в град* при выходе струи из воздухораспределителя;

F_0 и b_0 — расчетные площадь в $м^2$ и ширина щели в *м* при выходе струи из воздухораспределителя

Знак плюс в подкоренных выражениях формул (11.72) — (11 74) употребляется при подаче холодного воздуха сверху вниз, а знак минус — при подаче сверху вниз нагретого воздуха.

Воздух, поступающий из воздухораспределителей, воздействует на обслуживаемую зону помещения, а также на находящихся там людей и оборудование непосредственно приточной струей или эжектируемым ею током воздуха, имеющим противоположное направление.

Основная струя может входить в О или РЗ своим краем, например, при подаче по схеме *I*, если нижний край приточного отверстия находится выше уровня этой зоны, а также при подаче воздуха по схемам *II* и *III* (см. рис. 11.1). В этих случаях следует поднимать нижнюю кромку выходного сечения воздухораспределителя на высоту $H_{\text{р}}$ от пола, при которой скорость и разность температур в месте соприкосновения края струи с О или РЗ не будут выше определенных по формулам (11.1)—(11.6) и (11.10). При подъеме нижнего края воздухораспределителя, создающего горизонтальные струи, на высоту $H_{\text{р. макс}}$ можно обеспечить проход струй над О или РЗ, и, следовательно, скорость воздуха и разность температур на уровне этой зоны будут близки к нулю

$$H_{\text{р}} = H_{\text{р. макс}} - h + x' \operatorname{tg}\alpha/2\ \text{м} \qquad (11\ 77)$$

При подъеме на высоту $H_{р.0,5}$ струи входят в О или РЗ со скоростью $v_y = 0{,}5v_x$ *м/сек* и при разности температур $\Delta t_y = 0{,}5\ \Delta t_x$

$$H_р = H_{р\,0,5} = h + x\ \mathrm{tg}\ \alpha/4\ м. \quad (11.78)$$

При расположении оси выпусков на уровне О или РЗ скорость $v_y = v_x$ *м/сек* и разность температур $\Delta t_y = \Delta t_x$ *град.*

При расположении выпусков на промежуточных высотах между h и $H_{р.0,5}$ или $H_{р.0,5}$ и $H_{р.макс}$ скорости и разности температур на границе О или РЗ можно определять путем линейной интерполяции.

В формулах (11.77) и (11.78) приняты:

h — высота обслуживаемой или рабочей зоны над полом (см. схему *II* на рис. 11.1), обычно принимаемая равной 2 *м*;

v_x — максимальная скорость воздуха в струе на расстоянии x *м*;

x — длина горизонтального участка струи воздуха (см. схему *II* на рис. 11.1) в *м*; длина x равна расстоянию до стены, до слияния противоположно направленных струй или до заданной точки на верхней границе О или РЗ, но не менее расстояния от сечения выхода струи воздуха до сечения, в котором параметры струи отвечают условиям, определяемым по формулам (11.1) — (11.6) и (11.10);

α — полный угол расширения воздушной струи; при истечении из большинства воздухораспределителей, не имеющих устройств для расширения струи воздуха, $\alpha = 19 \div 22°$; при наличии направляющих угол расширения воздушной струи в плоскости установки направляющих близок к углу установки жалюзи или лопаток, затем угол постепенно уменьшается и при $x = 11{,}3\sqrt{F_0}$ становится равным 19—22°.

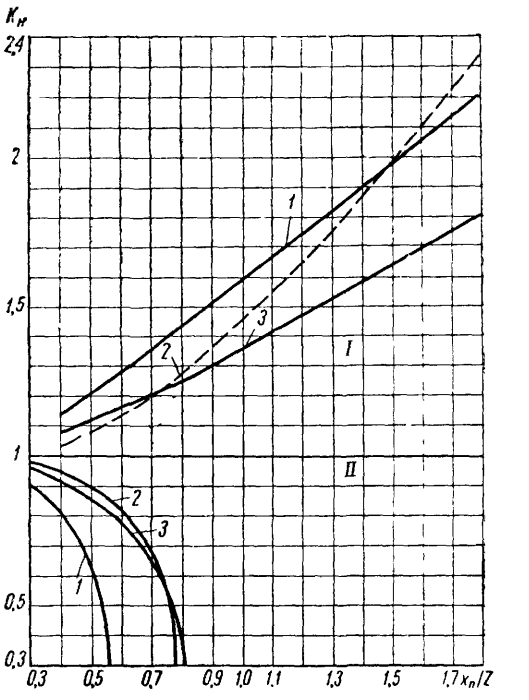


Рис. 11.4. Поправочные коэффициенты $K_н$ для неизотермических струй при подаче воздуха вертикально сверху вниз

I — охлажденного; *II* — подогретого; *1* — компактные струи; *2* — плоские струи; *3* — веерные струи

Кроме изменения осевой скорости неизотермической струи, выпущенной вертикально вниз или под углом, приближающимся к вертикали, следует учитывать:

изгибание горизонтально выпущенных холодных ненастилающихся воздушных струй и связанную с этим необходимость увеличения высоты расположения воздухораспределителя над О или РЗ;

возможность отрыва от потолка горизонтально выпущенных настилающихся холодных воздушных струй и связанную с этим возможность попадания холодного воздуха в О или РЗ.

При горизонтальном выпуске воздуха струями, не настилающимися на потолок (см. схему *III* на рис. 11.1) для того, чтобы скорость воздуха в точке K была равна v_x, высота до нижнего края воздухораспределителя $H_{р\,x}$ должна быть

$$H_{р\,x} \geqslant h - 0{,}5\ h_р + y \geqslant H_р, \quad (11.79)$$

где

$$y = 0{,}7\ \frac{x_п^3}{Z^2}\ м;$$

$H_р$ — высота, определяемая по формулам (11.77) и (11.78);

$h_р$ — высота отверстия, из которого выпускается воздух, в *м*;

$x_п$ — заданное расстояние по горизонтали от воздухораспределителя до точки K в $м$;
Z — геометрическая характеристика струи, определяемая по формулам (11.75) и (11.76) при $m=m_1$ и $n=n_1$ (см. табл. 11.2).



Рис. 11.5. Характеристика струи холодного воздуха, настилающейся и затем отрывающейся от потолка

а — схема отрыва; *б* — график для определения величины e^k

Если подача холодного приточного воздуха производится настильно на потолок, то струя, находясь под действием сил гяжести, может оторваться от потолка (рис. 11.5, *а*), пройдя как настилающаяся струя расстояние:

для компактных струй

$$x_н = 0{,}5\ Z e^k; \qquad (11.80)$$

для веерных струй

$$x_н = 0{,}4\ Z e^k, \qquad (11.81)$$

где Z — геометрическая характеристика воздушной струи, вычисляемая по формулам (11.75) и (11.76) при $m=m_2$ и $n=n_2$ (см. табл. 11.1);

$e^k = e^{0{,}35-0{,}7\frac{h_0}{b_0}}$ — величина, определяемая по графику (см рис. 11,5 *б*);

h_0 и b_0 — размеры, принимаемые по рис. 11.5, *а* (для круглых отверстий $b_0=1{,}13\sqrt{F_0}$);

$x_н$ — горизонтальное расстояние (см. рис. 11.5,*а*).

В связи с отсутствием необходимых данных для расчета параметров при входе струи в О или РЗ в случае отрыва струи от потолка расчет следует вести как для ненастилающихся струй, руководствуясь схемой *III* на рис. 11.1.

Пример 11.1. Определить максимальный расход приточного воздуха через каждую из двух решеток типа РР серии ОВ-02-137 (вып. 4) размером 200×600 *мм* в исполнении *Б*, дающих неполные веерные струи ($F_0=0{,}096$ *м*^{2}).

Решетки должны быть установлены на высоте не более $y \leqslant 2$ *м* над уровнем О или РЗ в помещении высотой $H_п=5$ *м*, шириной 12 *м* и длиной (в направлении приточных струй) 6 *м*. Нормируемая скорость в О или РЗ составляет $v_{норм}=0{,}5$ *м/сек*. Рабочая разность температур $\Delta t_0=5°$, а допустимая в О или РЗ $\Delta t_{доп}=0{,}5°$.

Подача воздуха производится горизонтальными неполными веерными струями

Решение. 1. При общей высоте помещения 5 *м* все решетки, установленные на высоте $0{,}8 \cdot 5=4$ *м* и выше, дадут струи воздуха, настилающиеся на потолок. Принимаем установку решеток над полом на высоте $2+2=4$ *м* и производим расчет как для настилающихся неполных веерных струй воздуха. Следовательно, для расчета должна быть выбрана одна из формул, приведенных в табл. 11.2. для определения начальной ско-

рости воздуха при выходе из решеток — формулы (11.23)—(11.25); для определения разности температур Δt_x — формулы (11.51) и (11 52), для определения $\Delta t_{обр}$ — формула (11 53)

2 Находим отношение

$$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} = \frac{6+5-2}{\sqrt{\frac{12\cdot5}{2}}} = 1{,}64 > 0{,}5.$$

Это показывает, что приточные струи стеснены ограждениями помещения

3 Согласно указаниям, приведенным в табл. 11.2, величину начальной скорости v_0 определяем последовательно по формулам (11 24) и (11 25).

По формуле (11.24)

$$v_0 = 1\ \frac{6+5-2}{2{,}5\cdot1{,}13\cdot0{,}65\sqrt{0{,}096}} \approx 15{,}9\ м/сек.$$

Для расчета по формуле (11.24) были найдены входящие в нее величины $K_с=0{,}65$ и $K_в=1{,}13$, как указано далее

$$\bar{x} = 0{,}7\ \frac{x_п}{\sqrt{F_п}} = 0{,}7\ \frac{6+5-2}{\sqrt{\frac{12\cdot5}{2}}} \approx 1{,}15$$

и по графику, приведенному на рис. 11.2, определяем $K_с=0{,}65$. При расстоянии между решетками $l=6$ м и $\frac{l}{x_п}=\frac{6}{6+5-2}\approx0{,}67$ по графику, приведенному на рис 11 3, определяем для двух струй коэффициент $K_в=1{,}13$.

4 По формуле (11.5) определяем скорость $v_x=2\cdot0{,}5=1$ *м/сек*, а по формуле (11 3) — скорость $v_{обр}=0{,}5$ *м/сек*

5. По формуле (11 25)

$$v_0 = 0{,}5\ \frac{2}{1{,}8}\ \sqrt{\frac{12\cdot5}{2\cdot0{,}096}} = 9{,}8\ м/сек.$$

6 Таким образом, максимальный расход воздуха через решетку с площадью живого сечения 0,096 $м^2$ при меньшей из найденных скоростей v_0 равен 9,8 0,096 3600 = =3390 $м^3/ч$.

7. Определяем воздухообмен в помещении

$$\frac{3390\cdot2}{5\cdot12\cdot6} = 18{,}8\ объема\ в\ 1\ ч.$$

8 Находим максимальную разность температур между воздухом помещения и струи по формуле (11 53)

$$\Delta t_x = 5\ \frac{0{,}5\cdot1{,}2}{9{,}8\cdot1{,}8} \approx 0{,}17^\circ < 0{,}5^\circ.$$

9 Проверяем по формуле (11 81), обеспечены ли условия настилания струи на всей длине потолка Для этого определяем геометрическую характеристику струи по формуле (11 75), приняв $m=1{,}41$ $m_1=1{,}41\cdot1{,}8=2{,}5$ и $n=1{,}41$ $n_1=1{,}41\cdot1{,}2=1{,}7$,

$$Z = 5{,}45\cdot2{,}5\cdot9{,}8\ \sqrt[4]{\frac{0{,}096}{(1{,}7\cdot5)^2}} \approx 25{,}5.$$

Величину e^k определяем по графику, приведенному на рис. 11,5, *б*

$$e^k = e^{0{,}35-0{,}7\ 1} \approx 0{,}705$$

при $h_0/b_0=1$ по условиям установки решеток

Тогда

$$x_н = 0{,}4\ 25{,}5\ 0{,}705 = 7{,}19\ м,$$

т е настилание струи обеспечено на всей длине потолка.

По формулам, приведенным в табл. 11.2, и схемам, приведенным на рис. 11.1, можно рассчитать распределение воздуха через все применяемые в настоящее время воздухораспределители, создающие компактные или веерные струи, за исключением струй, направленных снизу

вверх. Подача приточного воздуха струями, выпускаемыми из-под окон или у стен снизу вверх, по схеме, приведенной на рис. 11.6, находит все большее распространение в многокомнатных зданиях. В расчетах следует учитывать, что наибольшая высота, которой может достигнуть вертикальная струя охлажденного воздуха, определяется по формуле

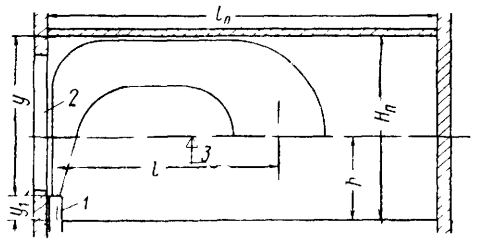


Рис 11.6. Схема подачи приточного воздуха струей, направленной вверх

1 — приточный насадок; *2* — наружное ограждение, *3* — верхний уровень зоны О или РЗ

$$\bar{y}_{макс} = \frac{y_{макс}}{\sqrt{F_0}} = M \sqrt[3]{\frac{m_1}{Ar^2}}. \quad (11.82)$$

Максимальная площадь живого сечения на выходе воздуха, при которой возможна подача вертикальной струи холодного воздуха общей длиной $x_п$, направленной снизу вверх (по схеме, приведенной на рис. 11.6), составляет

$$F_{ж.\,с.\,макс} = 1{,}76 \cdot 10^{-5} \left[\frac{L_0}{\sqrt{\frac{\Delta t_0}{T_{окр}}}\sqrt{\frac{x_п^3}{m_1}}} \right]^{1{,}14} м^2. \quad (11.83)$$

Здесь M — коэффициент, равный для свободного фонтана 0,45 и при настилании фонтана на стену 0,64;

m_1 — коэффициент, принимаемый по табл. 11.1;

Ar — критерий Архимеда, принимаемый равным для струй воздуха:

компактных и веерных неизотермических

$$Ar = Ar_к = 11{,}1 \frac{\Delta t_0 \sqrt{F_0}}{v_0^2 T_{окр}}; \quad (11.84)$$

плоских

$$Ar = Ar_п = 19{,}62 \frac{\Delta t_0 b_0}{v_0^2 T_{окр}}; \quad (11.85)$$

F_0 и b_0 — площадь выходного сечения в $м^2$ и ширина выходной щели воздухораспределителя в $м$;

L_0 — количество воздуха, выпускаемого через насадок, в $м^3/ч$,

$x_п = y + l + (H_п - h)$ — длина факела в $м$ по схеме, приведенной на рис. 11.6, при этом $l \geqslant 0{,}7\ l_п\ м$;

$\Delta t_0 = t_п - t_0$ — рабочая разность температур воздуха помещения и выходящего из воздухораспределителя в °С;

v_0 — скорость воздуха при выходе из воздухораспределителя в $м/сек$;

$T_{окр}$ — температура окружающего воздуха в °К.

Максимальная скорость воздуха, а также разность между температурой помещения на границе зоны О или РЗ и максимальной температурой в струе определяются по схеме *II*, приведенной на рис. 11.1, и формулами (11.20)—(11.28) и (11.48) — (11.56), приведенными в табл. 11.2, принимая величину $x_п$, как указано для формулы (11.83), и сообразуясь со схемой на рис. 11.6 при $F_п = H_п B$ (где B — ширина помещения, приходящаяся на одну струю, в $м$).

При недостаточной дальнобойности факела возможно образование застойных зон в помещении.

Для помещений небольшой высоты (2,6 $м$) рекомендуется подавать холодный воздух через воздухораспределители, расположенные у пола и обеспечивающие сравнительно медленное уменьшение скоростей в

струе ($m_1 \geqslant 4{,}5$). Скорость при выходе из воздухораспределителя следует принимать не менее 2,5 *м/сек* при $\Delta t_0 = 11°$ и не менее 1,25 *м/сек* при $\Delta t_0 = 8{,}5°$.

При использовании воздухораспределителей, обеспечивающих быстрое уменьшение скоростей в струе, при $m_1 \leqslant 2$ и $\Delta t_0 = 11°$ необходима скорость воздуха при выходе не менее 3,75 *м/сек*, а при $\Delta t_0 = 8{,}5°$ — соответственно 2,5 *м/сек*.

При режиме нагревания помещения большие скорости выпуска воздуха дают лучшие результаты, чем малые; рабочая разность температур для медленно затухающих струй воздуха рекомендуется 15—20°, а для быстро затухающих — 35—40°.

Пример 11.2. Рассчитать подачу воздуха (см. рис. 11.6) из трех одинаковых решеток для ассимиляции тепла в помещении объемом $4 \cdot 5{,}5 \cdot 2{,}44 = 53{,}7$ *м*^{3} при удельных выделениях тепла 20,2 *ккал/м*$^3 \cdot$*ч*, 17-кратном воздухообмене и высоте обслуживаемой зоны 1,8 *м*. Решетки устанавливаются в плинтусе над полом. Коэффициенты приняты $m_1 = 4{,}5$; $m_2 = 6{,}4$ и $n_2 = 4{,}5$.

Решение. 1 Определяем необходимую рабочую разность температур

$$\Delta t_0 = \frac{20{,}2}{17 \cdot 0{,}24 \cdot 1{,}2} = 4{,}1°.$$

2 Определяем количество подаваемого воздуха

$$L_0 = 53{,}7 \cdot 17 = 912 \text{ м}^3/\text{ч}, \text{ или по } 304 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ из каждой решетки.}$$

3. Находим максимальную площадь каждой из трех выпускных решеток при необходимой длине факела по формуле (11.83) и схеме, приведенной на рис. 11.6.

$$x_\text{п} = 2{,}3 + 0{,}7 \cdot 5{,}5 + (2{,}44 - 1{,}8) = 6{,}79 \text{ м};$$

$$F_\text{ж. с. макс} = 1{,}76 \cdot 10^{-5} \left[\frac{304}{\sqrt{\frac{4{,}1}{291}} \sqrt{\frac{6{,}79^3}{4{,}5}}} \right]^{1{,}14} = 0{,}04 \text{ м}^2.$$

4 Определяем скорость выхода воздуха из каждой решетки

$$v_0 = \frac{304}{3600 \cdot 0{,}04} = 2{,}1 \text{ м/сек}.$$

При величине $m_2 = 6{,}4$ из решетки выходит компактная струя, поэтому для расчета нужно выбрать формулы из числа относящихся к решеткам с параллельными направляющими, т. е. формулы (11.20) — (11.22) и (11.48) — (11.50). При $x_\text{п} = 6{,}79$ *м*

$$F_\text{п} = \frac{4 \cdot 2{,}44}{3} = 3{,}25 \text{ м}^2; \quad \frac{x_\text{п}}{\sqrt{F_\text{п}}} = \frac{6{,}79}{\sqrt{3{,}25}} \approx 3{,}75.$$

Это показывает, что для расчета подходит формула (11.21).

5. Находим скорость воздуха в месте входа струи в обслуживаемую зону

$$v_x = v_0 \frac{m_2 K_\text{с} K_\text{в} \sqrt{F_0}}{x_\text{п}} = 2{,}1 \frac{6{,}4 \cdot 0{,}73 \cdot 1 \sqrt{0{,}04}}{6{,}79} = 0{,}29 \text{ м/сек} \approx 0{,}3 \text{ м/сек}$$

В расчет введена величина $K_\text{с} = 0{,}73$, найденная при $\bar{x} = \frac{0{,}7\, x_\text{п}}{\sqrt{F_\text{п}}} = \frac{0{,}7 \cdot 6{,}79}{\sqrt{3{,}25}} =$ $= 2{,}6$ по кривой *1* на рис. 11.2.

Коэффициент $K_\text{в} = 1$, так как

$$\frac{l}{x_\text{п}} = \frac{1{,}8}{6{,}79} = 0{,}265 > 0{,}14$$

(см. график на рис. 11.3).

6. Находим разность температур в месте входа струи в рабочую зону по формуле (11.49)

$$\Delta t_x = 4{,}1 \frac{0{,}29 \cdot 4{,}5}{2{,}1 \cdot 6{,}4} \approx 0{,}4°.$$

Полученные результаты расчета показывают, что скорость воздуха и разность температур в обслуживаемой зоне соответствуют нормируемым СНиП II-Г 7-62.

2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПОТОЛОЧНЫЕ ПЕРФОРИРОВАННЫЕ ПАНЕЛИ

Перфорированные потолочные панели применяют для распределения больших удельных количеств воздуха с целью достижения минимальной скорости воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне (главным образом в низких помещениях). Этот способ обеспечивает резкое снижение скорости воздуха и выравнивание температур в непосредственной близости к месту его выпуска.

Основной характеристикой перфорированной панели является коэффициент живого сечения

$$K_{\text{ж с}} = \frac{F_{\text{ж. с}}}{F_{\text{пан}}} = 0{,}785 \left(\frac{d}{t}\right)^2, \qquad (11.86)$$

где $F_{\text{ж.с}}$ — площадь живого сечения в $м^2$,
$F_{\text{пан}}$ — площадь панели в $м^2$,
d — диаметр отверстий в $м$,
t — шаг отверстий в $м$.

При равномерном коридорном расположении отверстий шаг равен расстоянию между осями отверстий, а при равномерном шахматном расположении — диаметру касающихся окружностей, проведенных из центра отверстий. В других случаях коэффициент $K_{\text{ж. с}}$ определяется из прямого отношения площадей $F_{\text{ж. с}}/F_{\text{пан}}$.

Хорошего распределения воздуха в зоне обслуживания достигают при выпуске его из перфорированных панелей с шагом отверстий $t > 4\,d$, что соответствует живому сечению панели менее 5% ее полной площади; применяют панели, у которых живое сечение доходит до 0,2%.

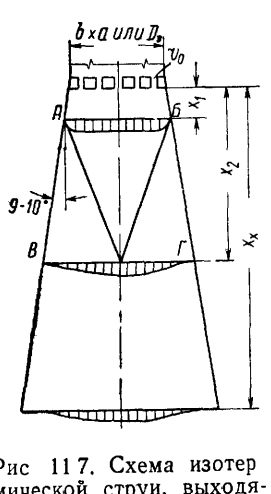


Рис 11 7. Схема изотермической струи, выходящей из перфорированной панели

Перфорированные потолочные панели изготовляют квадратными, прямоугольными и круглыми

Схема изотермической струи, выходящей из отдельной перфорированной потолочной панели, которая занимает небольшую часть потолка, приведена на рис. 11.7 (по данным канд. техн. наук М. И. Гримитлина, ЛИОТ). Струя имеет участок формирования длиной x_1, начальный $(x_2 — x_1)$ и основной $(x_x — x_2)$ в $м$. На участке формирования из отдельных струй образуется общая струя, которая затем развивается по законам для компактных струй.

Угол раскрытия общей изотермической струи, выходящей из круглой перфорированной панели, практически постоянен и равен 18—20°. При выходе из прямоугольных панелей с отношением сторон $b_0 : a = 10 \div 20$ на расстоянии до $15\,b_0$ струи раскрываются под тем же углом 18—20° во все стороны.

Участок формирования общей изотермической струи, выходящей из перфорированных панелей, имеет длину

$$x_1 = 5\,t \ м, \qquad (11.87)$$

а расстояние от панели до начала основного участка струи, выходящей из круглых, квадратных и прямоугольных вытянутых панелей,

$$x_2 = 4\,b_0 \ м. \qquad (11.88$$

Здесь t — шаг между осями отверстий в панели в $м$;
b_0 — ширина панели в $м$, для круглых панелей $b_0 = 0{,}89\ D_{\text{пан}}$ (где $D_{\text{пан}}$ — диаметр панели).

Если перфорированные панели непосредственно связаны с системой воздуховодов (рис. 11.8), то, по данным М. И. Гримитлина, верхний предел скоростей воздуха при выходе из отверстий v_0 в *м/сек* ограничивается акустическими условиями и заданной скоростью воздуха в О или РЗ, а при наличии камеры давления также и условиями ее герметичности. Рекомендуется принимать скорость воздуха $v_0 \leqslant 4$ *м/сек*.

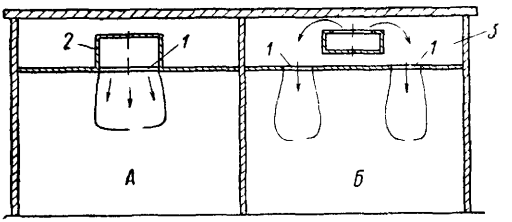


Рис. 11.8. Способы подачи воздуха через перфорированные панели

А — непосредственно связанные с воздуховодами, *Б* — связанные через камеру давления; *1* — перфорированная панель; *2* — воздуховод; *3* — камера давления

Рабочая разность температур при подаче холодного воздуха допускается до $\Delta t_0 = t_п - t_0 \leqslant 15°$, при условии обеспечения заданной температуры в О или РЗ ($t_п$ и t_0 — температура воздуха в О или РЗ и при выходе из отверстий панели).

Перфорированные панели следует размещать на потолке помещения в виде полос, квадратных или круглых участков, общая площадь которых $\Sigma F_{пан}$, как правило, не должна превышать 50% общей площади потолка.

При значениях $\Sigma F_{пан} \leqslant 0{,}5\ F_{пот}$ и когда верхняя граница О или РЗ помещения находится в пределах начального участка струи $x = H_п - h < 4\ b$, среднюю из максимальных скоростей воздуха на заданном расстоянии x в *м* от панели, сопоставимую с нормируемой скоростью воздуха, следует определять по формуле М. И. Гримитлина

$$v_{x,\,1} = v_0\, K_с\, K_в\, K_н \sqrt{\frac{K_{ж.\,с}}{\mu}}\ м/сек, \qquad (11.89)$$

а среднюю из максимальных разностей температур воздуха в О или РЗ, сопоставимую с допустимой разностью температур воздуха,— по формуле

$$\Delta t_{x,\,1} = \Delta t_0 \frac{K_в}{K_с\, K_н} \sqrt{\frac{K_{ж.\,с}}{\mu}}\ град, \qquad (11.90)$$

где v_0 — скорость воздуха при выходе из отверстий в *м/сек*;

Δt_0 — рабочая разность температур в *град*;

$K_{ж.\,с}$ — коэффициент живого сечения панели в долях единицы;

μ — коэффициент расхода; при нормальном подводе воздуха к панели, например, из камеры давления (см. поз. *3* на рис. 11.8), $\mu = 0{,}75$ при $\delta \leqslant 0{,}5d$ и $\mu = 1$ при $\delta > d$ (где δ — толщина панели; d — диаметр отверстия); при выпуске воздуха через панели, присоединенные к воздуховодам равномерной раздачи (см. поз. *2* на рис. 11.8) $\mu = 0{,}5$;

$K_в$ — коэффициент для учета взаимодействия струй, выходящих из расположенных рядом панелей (см. рис. 11.3);

$K_с$ — коэффициент для учета стеснения струй (рис. 11.9, где $F_{1,\,пот}$ и B_1 — соответственно площадь и ширина потолка, приходящиеся на одну панель);

$K_н$ — коэффициент для учета неизотермичности струй, определяемый при выпуске холодного воздуха по графику (рис. 11.10); при этом величина A на абсциссе графика равна для панелей:

квадратных и круглых

$$A = 0{,}009\ \frac{\Delta t_0}{v_0^2\, K_с^3} \cdot \frac{x^2}{\sqrt{F_{пан}\, K_{ж.\,с}}}, \qquad (11.91)$$

вытянутых прямоугольных

$$A = 0{,}01\ \frac{\Delta t_0}{v_0^2\, K_с^3} \sqrt{\frac{x^3}{b_0\, K_{ж.\,с}}}, \qquad (11.92)$$

$F_{пан}$ — площадь круглой или квадратной панели в $м^2$;
b_0 — ширина прямоугольной вытянутой панели в $м$;
$x = H_п - h$ $м$;
$H_п$ — высота помещения в $м$;
h — высота обслуживаемой или рабочей зоны в $м$.

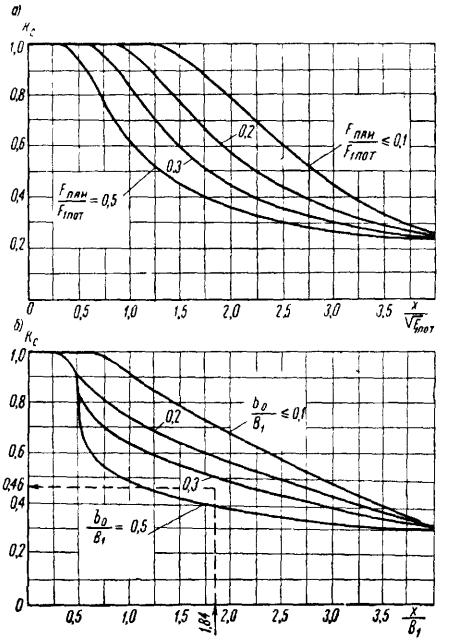


Рис. 11.9. График для определения коэффициента стеснения струй воздуха K_c
а — выходящих из квадратных и круглых панелей; *б* — выходящих из вытянутых прямоугольных панелей

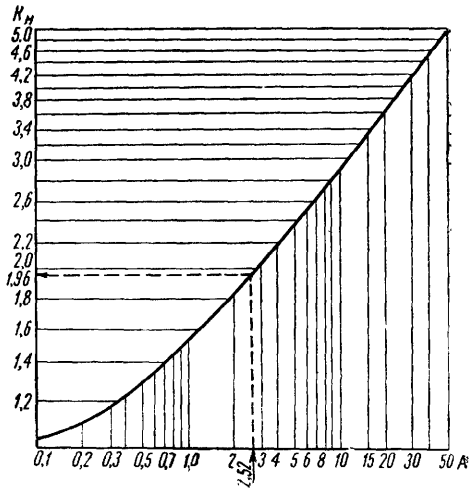


Рис. 11.10. График для определения коэффициента неизотермичности струй воздуха $K_н$

Для прямоугольных панелей при тех же условиях $\Sigma F_{пан} \leqslant 0,5\ F_{пот}$, но когда граница О или РЗ находится в пределах основного участка струи ($x = H_п - h \geqslant 4\ b_0$), средняя из максимальных скоростей воздуха, сопоставимая с нормируемыми его скоростями, определяется по формуле М. И. Гримитлина

$$v_{x,\,2} = v_{x,\,1}\, m \sqrt{\frac{b_0}{x}}\ м/сек, \qquad (11.93)$$

а средняя из максимальных разностей температур в О или РЗ

$$\Delta t_{x,\,2} = \Delta t_{x,\,1}\, n \sqrt{\frac{b_0}{x}}\ град. \qquad (11.94)$$

Для квадратных и круглых панелей соответственно:

$$v_{x,\,3} = 1{,}13\ v_{x,\,1}\, m\, \frac{\sqrt{F_{пан}}}{x}\ м/сек; \qquad (11.95)$$

$$\Delta t_{x,\,3} = 1{,}13\ \Delta t_{x,\,1}\, n\, \frac{\sqrt{F_{пан}}}{x}\ град, \qquad (11.96)$$

где m — коэффициент, характеризующий падение осевых скоростей в струе; для квадратных и круглых панелей при нормальном подводе воздухе $m = 4$, для прямоугольных вытянутых панелей при нормальном подводе воздуха $m = 2$, для всех панелей при касательном подводе воздуха из воздуховодов равномерной подачи $m = 1{,}8$;

n — коэффициент, характеризующий уменьшение разности и температур по оси струи и приблизительно равный 0,82.

Остальные обозначения — по предыдущему.

Если воздух выпускается через перфорированные панели, занимающие всю площадь потолка $\Sigma F_{пан}=F_{пот}$, то среднюю из максимальных скоростей воздуха, сопоставимую с нормируемой его скоростью, следует определять по формуле

$$v_x = 1{,}2\ v_0\ K_н \sqrt{\frac{K_{ж\ с}\ i}{p}}\ м/сек, \qquad (11.97)$$

а среднюю из максимальных разностей температур

$$\Delta t_x = \frac{\Delta t_0}{K_н} \sqrt{\frac{K_{ж.\ с}}{i\ p}}\ град, \qquad (11.98)$$

где i — коэффициент, характеризующий падение количества движения на участке формирования струи (рис. 11.11);

$K_н$ — коэффициент для учета неизотермичности струи на участке ее формирования при

$$A = 0{,}1\ \frac{\Delta t_0}{v_0^2}\ \frac{d}{K_{ж\ с}\sqrt{i^3}}; \qquad (11.99)$$

d — диаметр отверстия в $м$

Остальные обозначения аналогичны приведенным для формул (11.89) и (11.90).

Как показали исследования М. И. Гримитлина, увеличение скоростей под влиянием гравитационных сил при подаче воздуха через перфорированный потолок происходит главным образом на участке формирования струи ($x_1=5t$, см. рис. 11.7), а затем влияние гравитационных сил практически не сказывается.

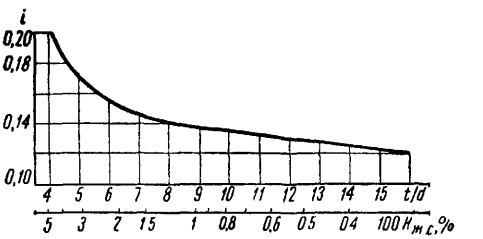


Рис 11 11 График для определения коэффициента i при $\Sigma F_{пан}=F_{пот}$

Для соблюдения возможно более равномерных скоростей движения воздуха и температур в О и РЗ необходимо обеспечить равномерный выпуск воздуха из перфорированных панелей потолка. Для этого, например, устраиваются сети воздуховодов внутри подшивного потолка, из которых воздух равномерно выпускается вверх по направлению к перекрытию и, растекаясь по нему, поворачивает вниз и выходит через отверстия панели (см. рис. 11.8).

Пример 11.3. Определить среднюю из максимальных скоростей движения воздуха v_x в $м/сек$ и разность температур Δt_x при выпуске воздуха через пять перфорированных панелей размером 5,5×0,44 $м$ Коэффициент живого сечения каждой панели $K_{ж.\ с}=0{,}04$. Помещение имеет площадь 6×6=36 $м^2$ и высоту $H_п=4{,}2$ $м$. Расстояние от панели до границы обслуживаемой зоны $x=H_п - h=4{,}2-2=2{,}2$ $м$, расстояние между панелями 1,2—0,44=0,76 $м$, скорость воздуха при выходе из отверстий $v_0=3$ $м/сек$ при общем расходе воздуха 5200 $м^3/ч$. Воздух подводится к панели из камеры 3 (см рис. 11.8), а поэтому коэффициент $m=2$ и $n=0{,}82$ m.

Тепловая нагрузка помещения по I варианту 13 500 $ккал/ч$ и по II варианту 4500 $ккал/ч$

Решение. 1. Определяем рабочую разность температур воздуха по I варианту

$$\Delta t_0 = \frac{13\,500}{0{,}288 \cdot 5200} = 9°$$

и по II варианту

$$\Delta t_0 = \frac{4500}{0{,}288 \cdot 5200} = 3°.$$

2. Длина начального участка общей струи воздуха, определяемая по формуле (11.88), равна $x_2=4\cdot0{,}44=1{,}76$, следовательно, начальный участок кончается выше границы обслуживаемой зоны, расстояние до которой $x=2{,}2$ *м*.

Обслуживаемая зона находится в пределах основного участка струи. Общая площадь панелей $5{,}5\cdot0{,}44\cdot5=12{,}1$ *м*^{2} составляет 34% площади потолка, поэтому скорость воздуха v_x рассчитывается по формулам (11.93) и (11.89).

3. При $\Delta t_0=9°$ получим

$$v_{x,\,2}=3\cdot2\cdot0{,}46\cdot1\cdot1{,}96\sqrt{\frac{0{,}04\cdot0{,}44}{2{,}2\cdot0{,}75}}\approx0{,}56\ м/сек.$$

Здесь учтено, что

$$\frac{x}{B_1}=\frac{2{,}2}{1{,}2}\approx1{,}84\ \text{и}\ \frac{b_0}{B_1}=\frac{0{,}44}{1{,}2}\approx0{,}37.$$

4 По графику, приведенному на рис. 11 9, *в*, находим величину коэффициента стеснения струи $K_c=0{,}46$.

По формуле (11.92) величина

$$A=0{,}01\frac{9}{3^2\cdot0{,}46^3}\sqrt{\frac{2{,}2^3}{0{,}44\cdot0{,}04}}\approx2{,}52.$$

Следовательно, по графику, приведенному на рис. 11 10, величина коэффициента неизотермичности струи $K_н=1{,}96$.

Отношение расстояния между панелями $l=0{,}76$ *м* к длине струи от выхода из панели до О или РЗ, равной $x_п=2{,}2$ *м*, составляет $0{,}76:2{,}2=0{,}345>0{,}14$, а поэтому по графику, приведенному на рис. 11.3, коэффициент взаимодействия струй $K_в=1$.

По II варианту при величине $\Delta t_0=3°$ аналогичные расчеты дают $K_н=1{,}44$ и

$$v_x=0{,}56\frac{1{,}44}{1{,}94}=0{,}41\ м/сек.$$

5 Находим величину Δt_x по формулам (11.94) и (11.90) при $\Delta t_0=9°$

$$\Delta t_{x,\,2}=9\ 0{,}82\cdot2\frac{1}{0{,}46\cdot1{,}96}\sqrt{\frac{0{,}04\cdot0{,}44}{2{,}2\cdot0{,}75}}\approx1{,}7°.$$

По II варианту при $\Delta t_0=3°$ пропорционально начальным разностям температур и коэффициентам неизотермичности получим

$$\Delta t_{x,\,2}=1{,}7\frac{3\cdot1{,}96}{9\cdot1{,}44}=0{,}8°.$$

Таким образом, приемлемым является II вариант, когда скорость воздуха и разность температур лежат в пределах, нормируемых СНиП II-Г.7-62.

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ЛЮМИНЕСЦЕНТНЫЕ СВЕТИЛЬНИКИ[1]

Распределение воздуха через люминесцентные светильники, вмонтированные в конструкции подвесного потолка удешевляет и упрощает системы кондиционирования воздуха; сокращает поступление тепла в помещение путем отвода части тепла при вытяжке воздуха через светильник и за счет уменьшения количества тепла вследствие повышения светоотдачи ламп при их охлаждении—всего до 25%.

НИИ санитарной техники совместно с ВНИИ светотехники и Рижским светотехническим заводом в 1967—1968 гг. приступили к внедрению в практику проектирования и строительства следующих отечественных светильников, совмещенных с воздухораспределителями: 1) ВЛК-4×80 с общей мощностью ламп 320 *вт*, предназначен для установки в производственных зданиях, которые имеют технические этажи так как требуют обслуживания сверху; 2) ВЛКН-2×40 с общей мощностью ламп 80 *вт*, предназначен для установки в общественных зданиях и обслуживания снизу.

[1] По материалам канд. техн. наук А. Г. Аничхина и инж В. Ф. Ефимкиной.

Общий вид этих светильников приведен на рис. 11.12.

Воздухораспределительное устройство светильника ВЛК-4×80 может работать как на приток, так и на вытяжку воздуха из помещения.

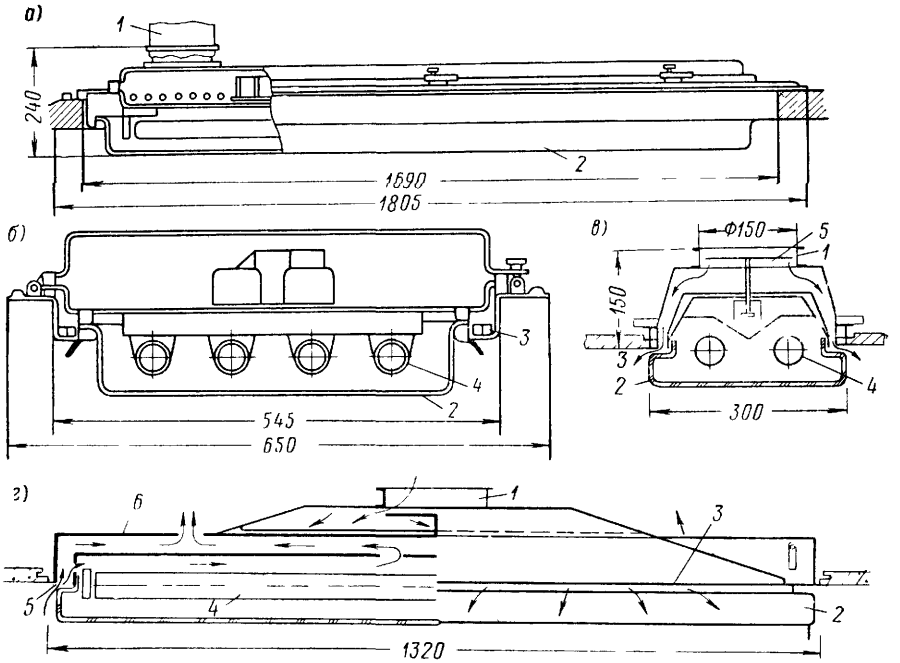


Рис. 11.12. Люминесцентные светильники с устройством для распределения воздуха

а — светильник ВЛК-4×80, продольный разрез *б* — то же, поперечный разрез, *в* — светильник ВЛНК-2×40, поперечный разрез; *г* — то же, продольный разрез; *1* — присоединительный патрубок, *2* — рассеиватель света; *3* — отверстия для выпуска воздуха; *4* — лампы; *5* — регулирующий клапан, *6* — канал для вытяжки

При работе светильников на приток перед выходными щелями устанавливаются направляющие соты, которые устраняют снос воздушного потока в сторону, противоположную подводу воздуха. Для создания направленного потока воздуха в рабочую зону помещения щели в опорной раме снабжены козырьками, расположенными под углом 50—55° к горизонту. С системой воздуховодов светильник соединяется гибким рукавом. Количество воздуха, проходящего через светильник, изменяется с помощью регулятора расхода, установленного в патрубке.

В табл. 11.3 приведены результаты теплотехнических испытаний светильника ВЛК-4×80, которые можно использовать при проектировании воздухораспределения и теплотехнических расчетах системы.

Приточная струя, выходящая из воздухораспределителя ВЛК, распространяется прямолинейно, при этом ось струи наклонена под углом 67° к плоскости пола. Значения скорости воздуха на оси приточной струи приведены в табл. 11.4.

Данные этой таблицы позволяют определить воздушную нагрузку воздухораспределителя по заданной или допускаемой санитарными нормами скорости воздуха в рабочей зоне.

Значение коэффициента местного сопротивления воздухораспределителя светильника ВЛК, отнесенное к скорости воздуха в патрубке при работе на приток, равно 2,1, а при работе на вытяжку — 3,5.

Таблица 113

Светотеплотехнические характеристики светильника ВЛК-4×80

Режим работы	Температура воздуха, поступающего в светильник, в °С	Относительное увеличение освещенности	Мощность, потребляемая светильником, в *вт*	Расход воздуха в *м³/ч*	Доля тепла, поступающего в помещение через рассеиватель, в %		Доля тепла в %, идущего на нагрев воздуха, в зависимости от температуры воздуха на техническом этаже в °С			Доля тепла в %, поступающего на технический этаж, в зависимости от температуры воздуха на техническом этаже в %		
					радиацией	конвекцией	15	25	35	15	25	35
Приток	15	1,25	400	1000	12	2	80	87	89	6	—1	—3
	20	1,27	395		14	3	71	83	86	12	0	—3
	25	1,25	385		16	4	59	75	81	21	5	—1
	30	1,20	385		17	4,5	51	67	79	28	12	0
	35	1,13	380		20	5	38	55	70	37	20	5
	40	1,08	380		24	6	24	41	57	46	29	13
»	15	1,25	410	1500	10	3	82	88	90	5	—1	—3
	20	1,27	400		11	4	74	85	88	11	0	—3
	25	1,27	400		14	5	63	77	83	18	4	—2
	30	1,23	390		16	6	51	66	78	27	12	0
	35	1,17	385		20	7	38	54	69	35	19	4
	40	1,10	380		24	8	25	42	57	43	26	11
»	15	1,22	410	2000	10	3	83	88,5	90	4	—1,5	—3
	20	1,26	400		11	4	75	88,5	88	10	—0,5	—3
	25	1,26	395		14	5	64	78	83	17	3	—2
	30	1,25	390		16	6	54	69	79	24	9	—1
	35	1,20	385		20	7	39	56	70	34	17	3
	40	1,15	380		24	8	28	45	61	30	23	7
Вытяжка	15	1,10	395	1000	22	3	72	75	76	3	0	—1
	20	1,20	390		19	3	71	75	78	7	3	0
	25	1,20	385		18	3	68	73	77	11	6	2
	30	1,15	375		17	3	67	72	77	13	8	3
»	15	1,13	400	1500	18	6	76	77	78	0	—1	—2
	20	1,22	390		18	6,5	72,5	76	77	3	—0,5	—1,5
	25	1,21	385		18	7	69	73	76	6	2	—1
	30	1,17	375		17	7	65	71	74	11	5	1

Таблица 114

Максимальная скорость воздуха приточной струи на различном удалении от выпускных отверстий воздухораспределителя ВЛК-4×80

Расстояние от выходной щели в *м*		Скорость на оси струи в *м/сек* при расходе воздуха через светильник в *м³/ч*			
по вертикали	по горизонтали	500	1000	1500	2000
1	0,43	0,5	1	1,5	1,9
2	0,86	0,27	0,53	0,75	0,97
3	1,29	0,21	0,42	0,6	0,77
4	1,72	0,18	0,36	0,52	0,67
5	2,15	0,16	0,33	0,47	0,6
6	2,58	0,15	0,3	0,42	0,54
7	3,01	0,14	0,27	0,39	0,5

Таблица 115

Характеристика светильника ВЛКН-2×40

Условия работ светильника	Разрежение за подшивным потолком в *кГ/м²*	Освещенность в %	Количество тепла, поступающего в помещение, в *вт*	Потребляемая мощность в *вт*
Без охлаждения .	—	100	40	100
С охлаждением вытяжным воздухом	1	108	23	102
	3,2	109	20	102
	5,4	109	18,8	104
	7,6	109	17,4	106

Воздухораспределитель светильника ВЛКН-2×40 может одновременно работать на приток и на вытяжку. Он представляет собой съемную камеру, расположенную над светильником. Для соединения с приточным воздуховодом в центре камеры предусмотрен патрубок диаметром 150 *мм* с фланцем.

При работе на приток воздух из воздуховода поступает в патрубок, проходит между стенками камеры и через отверстия в отбортовках корпуса светильника попадает в помещение. Для удаления воздуха из помещения в светильнике между торцами корпуса и панели предусмотрены отверстия, через которые воздух поступает в полость расположения пускорегулирующей аппаратуры и ламп. Нагретый воздух через отверстия в верхней части панели и корпуса выдавливается в пространство над подшивным потолком. Характеристика светильника ВЛКН-2×40 приведена в табл. 11.5

Для регулирования количества приточного воздуха предусмотрен тарельчатый клапан, управление которым выведено в помещение.

Экспериментально установлено, что при подаче приточного воздуха в количестве 300 *м*³/*ч* с температурой на 10° ниже температуры воздуха в помещении скорость воздуха на расстоянии 0,7 *м* от воздухораспределителя не превышает 0,3 *м/сек*.

Количество вытяжного воздуха, проходящего через светильник, в зависимости от разрежения за подшивным потолком может быть определено по формуле

$$L = 91{,}5\sqrt{H}\ м^3/ч, \qquad (11.100)$$

где H — разрежение воздуха над потолком в *кГ*/*м*².

Глава 12

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1. УДЕЛЬНЫЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Согласно данным проектов ряда промышленных предприятий и крупных общественных зданий, для устройства кондиционирования воздуха на 1 *м*³ подаваемого воздуха в 1 *ч* расходуется металл в следующих количествах (в *кг*):

1) на автономные кондиционеры[1] — оконные «Азербайджан-2» — 0,17; шкафные «Харьков» — 0,2; шкафные ІКС-12 — 0,33, шкафные КСИ-12—0,3; шкафные КС-25—0,22; шкафные КС-50—0,2;

2) на местные кондиционеры[1] КН-1,5—0,53; КН-3—0,37; КН-5—0,26, КН-10—0,23; КН-20—0,18; испарительные типа КДИ-2,5—0,025;

3) на центральные кондиционеры — 0,1—0,2;

4) на воздуховоды: местных СКВ—0,03; центральных одноканальных СКВ—0,15—0,3; центральных двухканальных СКВ высокого давления — 0,2—0,5.

[1] На показатели автономных и неавтономных кондиционеров влияют особенности конструкции корпусов и каркасов, типы примененных холодильных машин, насосов, вентиляторов, электродвигателей и приборов автоматики

Для размещения оборудования требуется площадь, составляющая 5—20% площади обслуживаемых помещений.

Стоимость условного среднего центрального кондиционера (без насосов, холодильного оборудования и автоматики), по данным харьковского завода «Кондиционер», составляет при номинальной производительности: 40 тыс. $м^3/ч$ — 4,3 тыс. руб., 60 тыс. $м^3/ч$ — 6 тыс. руб., 80 тыс. $м^3/ч$ — 8,5 тыс. руб., 120 тыс. $м^3/ч$ — 16,1 тыс. руб., 200 тыс. $м^3/ч$ — 18,5 тыс. руб., 240 тыс. $м^3/ч$ — 20 тыс. руб.

Таблица 121

Стоимость кондиционирования воздуха на крупных промышленных предприятиях

Предприятие	Площадь кондиционируемых помещений в $м^2$	Стоимость кондиционирования воздуха в руб.		Производительность приточных систем в $м^3/ч$	Средняя кратность циркуляции по притоку в $1/ч$	Стоимость 1 $м^3/ч$ воздуха, вводимого в цех	
		на 1 $м^2$ кондиционируемой площади здания	на 1 $м^3$ кондиционированного объема здания			в коп.	в %
Типовой главный корпус производства ацетатного шелка	29 040	15,4	1,73	2 400 000	9,26	18,6	100
Типовой химический корпус производства капронового волокна:							
многоэтажная часть	15 000	15,3	2,57	1 180 000	13,3	19,4	104
одноэтажная »	10 800	63,2	16,4	1 354 000	32,5	50,5	272
	63 600	34,9	6,81	6 969 000	21,45	31,7	171
Опытная текстильная фабрика	14 240	26,4	4,56	977 500	11,9	38,6	207
Прядильные фабрики хлопчатобумажных комбинатов	—	—	—	—	7,6	28,3	152
Итого в среднем без стоимости автоматики и системы холодоснабжения	—	—	—	—	—	31,2	—
Стоимость средств автоматического регулирования (20 % основных затрат)	—	—	—	—	—	6,2	—
Стоимость системы холодоснабжения (при расходе холода 3 $ккал/ч \cdot м^3$ и удельной стоимости 4 коп. за 1 $ккал/ч$)	—	—	—	—	—	12	—
Всего в среднем . . .	—	—	—	—	—	~50	—

Удельная стоимость центральных кондиционеров (ориентировочная) колеблется в пределах от 8,3 до 10,7 коп. на 1 $м^3/ч$; удельная стоимость автономного кондиционера типа «Харьков» составляет 123 коп. на 1 $м^3/ч$, или 34 коп. на 1 $ккал/ч$ производимого холода, а кондиционера типа «Азербайджан» около 90 коп. на 1 $м^3/ч$ и около 20 коп. на 1 $ккал/ч$. Удельная стоимость неавтономных местных кондиционеров Домодедовского завода составляет 60—100 коп. на 1 $м^3/ч$*. Стоимость систем кон-

* Стоимостные показатели кондиционеров зависят от масштабов производства, степени его механизации и автоматизации

диционирования воздуха (СКВ) согласно данным, приведенным в табл. 12.1, в среднем равна 31,2 коп. на 1 $м^3$ подаваемого воздуха в 1 *ч*, или 161% стоимости систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения здания.

На опытно-текстильной фабрике затраты на санитарно-технические устройства составляют 10% стоимости фабрики. Эти затраты распределяются следующим образом: стоимость системы кондиционирования воздуха 50,5%; стоимость автоматики 4,5%; стоимость артезианского водоснабжения 13,5%; прочие затраты 31,5%. Расход стали на воздуховоды и их крепления составил около 17,8 *кг* на 1 $м^2$ развернутой площади здания, или 0,3 *кг* на 1 $м^3$ подаваемого воздуха в 1 *ч*, при общей *затрате стали на все здание 64,5 кг на 1 м² развернутой площади*, т. е. около 27,5%.

По данным Ленпромстройпроекта [6] удельная стоимость технологической части СКВ, вентиляции и реконструируемых систем отопления и теплоснабжения здания Зимнего дворца в Ленинграде, занятого картинными галереями Эрмитажа, составляет около 1,35 руб. на 1 $м^3/ч$ производительности кондиционеров.

По данным отечественных проектов, стоимость систем кондиционирования воздуха колеблется в пределах от 0,3 до 1,5 руб., но в большинстве случаев для промышленных зданий составляет около 0,5 руб. на 1 $м^3$ подаваемого воздуха в 1 *ч* (см. табл. 12.1).

Кратность циркуляции воздуха в помещениях, обслуживаемых СКВ, обычно находится в пределах от 5 до 20 $^1/ч$ (в большинстве случаев она равна 12 $^1/ч$). Стоимость основных сооружений СКВ, отнесенная к 1 $м^3$ кондиционируемого объема, колеблется от 1,5 до 20 $руб/м^3$ и обычно находится в пределах от 2 до 5 $руб/м^3$.

Для зрелищных предприятий, залов собраний, столовых и ресторанов стоимость СКВ относится к одному посадочному месту. На одно место приходится от 50 до 100 $м^3/ч$ (как правило, около 60 $м^3/ч$) воздуха, подаваемого кондиционерами. Средняя стоимость кондиционирования воздуха для этих зданий составляет около 30 руб. на одно посадочное место.

Стоимость крупной (порядка 30 млн. *ккал/ч*) холодильной станции за 1 *ккал/ч*, по данным ВНИИХолодмаша, составляет: при аммиачных поршневых машинах — 2,75 коп. (100%), при аммиачных турбокомпрессорах — 3,5 коп. (127%), при фреоновых поршневых и фреоновых турбокомпрессорах — 12,2 коп. (444%), при пароэжекционных машинах — 2,72 коп. (99%), при водо-аммиачных абсорбционных машинах — 5 коп. (182%), при бромисто-литиевых абсорбционных машинах, работающих на паре низкого давления,— 2,75 коп. (100%), а на горячей воде — 5,55 коп. (202%).

По данным Сантехмонтажпроекта [4], удельная стоимость на 1 *ккал/ч* производительности малых и средних холодильных станций колеблется в следующих пределах: при фреоновых поршневых машинах — 15—20 коп., при аммиачных поршневых машинах — 3—5 коп., при пароэжекционных машинах — 1,5—2 коп.

По проекту артезианского водоснабжения для опытной текстильной фабрики в Москве удельные первоначальные затраты на устройство водопровода из четырех скважин общей максимальной производительностью 300 $м^3/ч$ составляют около 214 руб. на расход воды 1 $м^3/ч$. Это соответствует стоимости одной установочной 1 *ккал/ч* холода при нагреве воды в кондиционерах: на 3° — 7,1 коп., на 4° — 5,4 коп., на 5° — 4,3 коп., на 6° — 3,6 коп.

В табл. 12.2 приведена полная стоимость СКВ (включающая стоимость воздухоохладителей, воздухонагревателей, вентиляторов, воздуховодов, холодильного оборудования и систем автоматики и регулирования) по данным справочника Американского общества инженеров по

отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха [15] Для систем комфортного назначения в помещениях большого объема (универмагов и промышленных зданий) приняты подача воздуха в размерах 27,4 *м³/ч* и удельный расход холода 97 *ккал* на 1 *м²* пола.

Таблица 122

Удельные капитальные затраты на СКВ (по данным справочника [15])

Производительность системы кондиционирования воздуха в тыс *м³/ч*	Удельная стоимость в коп.		Суммарная удельная стоимость СКВ, включая холодильную станцию			Удельная стоимость оборотной системы водоснабжения для охлаждения конденсаторов, отнесенная к 1 *ккал/ч* производительности холодильной станции, в коп	
	холодильного оборудования на 1 *ккал/ч*	оборудования и сетей систем СКВ на 1 *м³/ч*	на 1 *ккал/ч* производительности холодильной станции в коп.	на 1 *м²* пола обслуживаемых помещений в руб	на 1 *м³/ч* воздуха, подаваемого кондиционерами, в коп.	при устройстве градирен	при установке оросительных конденсаторов
1	2	3	4	5	6	7	8
21,2	8,3	56	23	22	82	—	5,7
42,5	7,5	52	22	21	76	—	4,65
64	7,1	50	21	20	73	—	3,6
85	6,8	49	20	19,2	70	1,56	2,7
130	6,5	48	19,5	18,8	69	1,5	1,8
170	6,4	48	19,2	18,6	68	1,44	—
212	6,2	47	18,8	18,2	66	1,38	—
255	6,1	46	18,4	17,8	65	1,32	—
340	5,5	45	17,5	17	62	1,28	—
425	5,3	44	17	16,5	60	1,2	—

Суммарная удельная стоимость систем, пересчитанная по курсу 90 коп. за 1 доллар, приведенная в табл. 12.2, относится к случаю снабжения конденсаторов водой из городской сети или из артезианской скважины. При снабжении водой из системы оборотного водоснабжения расчет стоимости следует производить, ориентируясь на данные графы 4 и прибавляя к ней стоимость оборотного водоснабжения, приведенную в графах 7 или 8.

Данные табл. 12.2 достаточно близки к отечественным данным.

Ориентировочная потребность в холоде для СКВ приведена в табл. 12.3.

Таблица 123

Потребность в холоде для некоторых зданий [8]

Тип здания или помещения	Единица измерения	Потребность в холоде в *ккал/ч*
Жилые здания	На 1 *м²*	50—60
Многоэтажные жилые и административные здания	То же	90—120
Театры, кино	На одно посадочное место	150—200
Залы собраний	То же	200—250
Закусочные, рестораны	»	300—380
Герметические здания, инженерные и лабораторные корпуса	На 1 *м²*	150—250

В США стоимость СКВ по отношению к общей стоимости строительных работ при возведении зданий составляет: для многоэтажных конторских зданий около 16—18%, для жилых домов 5—6%, для больниц 15%, для промышленных зданий 6—17%, для складских помещений 3—8%, для лабораторий 3—8% [5].

Таблица 124

Сравнительные данные о стоимости различных санитарно-технических систем для одного и того же многоэтажного здания [19]

Показатели	Радиаторное отопление	Механическая вентиляция	Воздушное отопление	Воздушное отопление и охлаждение	СКВ низкого давления	Высокоскоростные СКВ с доводчиками
Количество наружного воздуха в $м^3/ч$ на одного человека	—	30	30	30	30	30
Общее количество воздуха в тыс. $м^3/ч$	—	50	120	120	220	50
Капитальные затраты в % общей стоимости здания	8	10	9,5	13	15	14,5
Эксплуатационные расходы в %	100	150	170	260	310	240
Увеличение объема здания, вызванное необходимостью монтажа системы, в %	—	2	11	12,5	22	3

Данные о стоимости различных СКВ для одного и того же многоэтажного здания в Англии, приведенные в табл. 12.4, показывают, что применение искусственного холода увеличивает стоимость СКВ по сравнению со стоимостью радиаторного отопления и механической вентиляции на 36—65%.

Отечественный опыт проектирования и эксплуатации водовоздушных эжекционных систем весьма ограничен. Эжекционные доводчики выпускаются в малых количествах и поэтому обходятся дорого, терморегуляторы непосредственного действия изготовляются мелкими сериями на опытном заводе, вследствие чего их стоимость высока. Все это не позволяет объективно оценить экономические показатели водовоздушных эжекционных систем и наметить масштабы их внедрения. Для предварительных суждений об экономических показателях водовоздушных СКВ можно воспользоваться сравнительными данными вариантов расчетов, приведенными в табл. 12.5 на основании отечественной и зарубежной литературы.

Таблица 125

Относительные величины капитальных и эксплуатационных затрат на различные санитарно-технические системы (в %)

Вид затрат	Радиаторное отопление	Отопление и вентиляция	Автономные кондиционеры	Одноканальная система низкого давления	Двухканальная система высокого давления	Водовоздушная эжекционная система	Литературный источник
Капитальные	—	—	103	100	150	131	[1]
	—	—	105	100	160	145	[1]
	—	100*	—	—	—	96	[2]
	—	—	100	129,5	134,5	134,5	[18]
	—	100	—	—	—	120**	[19]
	100	190	—	—	375	334	[3]
Эксплуатационные	—	100*	—	—	—	47	[1]
	—	—	87	100	109	103	[20]
	—	—	120	100	135	100,7	[1]

* Воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией и охлаждением
** Без учета стоимости холодильных устройств

2. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Экономическая эффективность СКВ зависит в значительной мере от их назначения. По этому признаку Ленинградский институт охраны труда (Л. В. Павлухин) предлагает делить их на шесть групп. При этом в две группы входят системы, устройство которых может повлечь за собой повышение платы за использование помещений, например платы за посещение кинотеатров или привлечение посетителей (покупателей в магазины). Коммерческий подход не характерен для наших условий, поэтому ниже рассмотрены следующие четыре группы систем кондиционирования воздуха.

I. СКВ технологического назначения для производств, в которых без поддержания определенных параметров воздуха невозможно получение продукции. Системы этой группы являются обязательной составной частью технологического оборудования. Поэтому нет необходимости и в отдельной оценке их экономической эффективности.

II. СКВ технологического назначения для производств, в которых параметры воздуха влияют на качество продукции и величину брака (табл. 12.6). По отечественным данным в прядильных цехах при КВ обрывность нитей снижается на 14,5%, а производительность оборудования увеличивается на 4%.

Таблица 12.6

Повышение производительности труда при кондиционировании воздуха

Наименования помещений и работ	Группа систем	Повышение производительности труда в %	Литературный источник	Примечание
1	2	3	4	5
Административные здания . . .	IV	До 9,5	[28]	Сокращение невыходов на работу по болезни на 2,5%
Электрическая компания в г. Чикаго	II, III	3,5	[11]	Сокращение текучести рабочей силы в 3 раза, уменьшение брака на 68%
Помещения для работы радиооператоров	III	—	[25]	Сокращение числа ошибок в 7 раз
Угольные шахты	IV	41	[26]	—
Листопрокатные цехи металлургических заводов	IV	10	[23]	—
Электротехнические предприятия	III, IV	5, 20, 54	[22] и [27]	Сокращение невыходов на работу по болезни на 20%
Папиросонабивной цех	III	—	[9]	Сокращение брака в 1,3 раза
Прядильный цех хлопчатобумажных тканей	II	4	[10]	Сокращение невыходов на работу по болезни на 2,5%
Некоторые химические производства	IV	35	[28]	—
Текстильная промышленность .	IV	20	[12]	—

Продолжение табл. 12.6

Наименования помещений и работ	Группа систем	Повышение производительности труда в %	Литературный источник	Примечание
1	2	3	4	5
Легкая промышленность . . .	IV	25—30	[24]	—
Производство нейлоновых изделий	IV	29	[11]	—
Швейное предприятие	III и IV	10	[22]	Резкое сокращение текучести рабочей силы
Производство измерительных приборов и регуляторов . . .	IV	До 4,5	[22]	—
Часовое производство	IV	25	[24]	—
Ряд заводов в южных штатах .	IV	8,5	[11]	—
75 предприятий в штатах Нью-Йорк и Нью-Джерси .	IV	2	[24]	Сокращение невыходов на работу по болезни на 25—30%, сокращение травматизма на 35%
50 различных предприятий в штате Нью-Йорк	IV	2—9	[12]	Сокращение брака от 2 до 25%
Работа стенографисток	IV	24	[11]	—
Работа трактористов	IV	10—12	—	Данные НИИ санитарной техники
Откорм свиней	IV	400	[29]	—
Выращивание цыплят	IV	20—25	[13]	—

III. СКВ комфортного назначения, не влияющие на производительность труда, например при конвейерном производстве. Системы этой группы дают экономический эффект вследствие снижения текучести рабочей силы, уменьшения невыходов на работу по болезни и сокращения расходов на уборку помещений.

Текучесть рабочей силы в производственных помещениях в США при кондиционировании воздуха снижается с 15 до 5%. После устройства СКВ удается сэкономить до 67% средств на обучение новых рабочих. Получаемая экономия иногда превышает расходы на эксплуатацию СКВ.

Невыходы на работу по болезни и другим причинам, по американским данным, после введения кондиционирования воздуха в среднем снижаются на 15%.

В условиях СССР системы III группы улучшают условия труда и способствуют сохранению здоровья трудящихся.

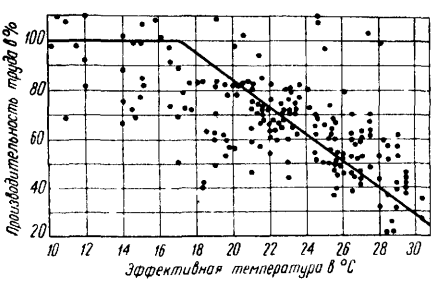


Рис. 12.1. Изменение производительности труда в зависимости от эффективной температуры

IV. СКВ комфортного назначения, способствующие повышению производительности труда. По данным G. Lehmann [23], при повышении эффективной температуры с 17 до 30°С (рис. 12.1) производительность труда рабочих снижается в среднем со 100 до 30%.

По материалам проф А. Е. Малышевой, при температуре и относительной влажности воздуха 26°С и 100% или 40°С и 19% производительность труда снижается на 8%; при 29,4°С и 100% или 42,2°С и 28% — на 20%; при 33,6°С и 100% или 48,8°С и 33% — на 40%.

Увеличение производительности труда в течение теплого периода года, окупающее применение небольших и средних СКВ, обратно пропорционально годовой заработной плате рабочих (табл 12 7). Это означает, кондиционирование воздуха выгодно вводить на предприятия с большим числом рабочих высокой квалификации

Таблица 127

Увеличение производительности труда в течение теплого периода года, оправдывающее устройство небольших и средних СКВ

Продолжительность теплого периода года в днях	Годовые расходы на зарплату на 1 $м^2$ площади пола в руб	Увеличение производительности труда, окупающее СКВ, в %
70	240	3,3
	195	4,3
	145	5,7
	97	8,8
140	240	2
	195	2,3
	145	3,2
	97	5

Таблица 128

Повышение производительности труда на предприятиях США при оборудовании их СКВ

Предприятия	Повышение производительности труда в %	Окупаемость установки в течение года в %
Фабрика кожевенных изделий	8,5	37
Электротехническое предприятие (в летнее время) .	3,5	80
Завод сервомеханизмов (в среднем за год) .	2,7	41

В США считается экономически оправданным применение кондиционирования воздуха на промышленных предприятия в следующих случаях: 1) при величине производственной площади на одного человека менее 28 $м^2$; 2) при удельном расходе заработной платы более 270 *долларов/м²·год*; 3) при текучести рабочей силы более 15% в год; 4) при отношении стоимости трудовых затрат к себестоимости продукции 25% и более.

Для принятия положительного решения об устройстве кондиционирования воздуха считается достаточным наличие хотя бы двух из этих условий.

В некоторых случаях повышение производительности труда за счет кондиционирования воздуха весьма значительно, благодаря чему затраты на устройство СКВ окупаются в течение 15—33 месяцев (табл. 12.8)

Выход из строя СКВ на одном из заводов США вызвал повышение температуры в цехе с 19,4 до 29,4°С, что привело к увеличению несчастных случаев на 40%.

Изучение (в течение пяти месяцев) показателей производительности труда служащих административных учреждений США показало, что при кондиционировании воздуха производительность труда повышается на 9%, а количество невыходов на работу снижается на 25%.

По данным зарубежной печати, СКВ на промышленных предприятиях окупает себя полностью, если производительность труда рабочих повышается: в штамповочных цехах и кузницах — на 2%, при отделке металлических поверхностей — на 1,8%, при изготовлении инструментов — на 1%, а в среднем — на 1,5%

Таким образом, в капиталистических странах прибыльность СКВ явилась основой интенсивного внедрения их в промышленные здания (табл. 12.9).

В условиях Советского Союза стоимость СКВ крупных промышленных предприятий характеризуется данными, приведенными в табл. 12.1, и обычно не превышает 0,5 руб. на 1 $м^3/ч$ приточного воздуха. Годовая стоимость односменной эксплуатации систем составляет около 30% капитальных затрат, или 0,15 *руб/год* на 1 $м^3/ч$ воздуха. Стоимость эксплуатации СКВ в год при подаче 100—500 $м^3/ч$ воздуха на одного человека составляет 1,25—6,25% капитальных затрат.

Таблица 12.9

Относительное количество промышленных предприятий США, оборудованных СКВ

Наименование	Расчетные наружные условия	Всего СКВ на существующих предприятиях в %	СКВ во вводимых в действие новых предприятиях в %
Г. Атланта (штат Джорджия) . .	$t = 35°C$, $\varphi = 45\%$	10	40
Г. Хьюстон (штат Техас)	$t = 35$ С, $\varphi = 57\%$	70	70
Г. Даллас (штат Техас)	$t = 37{,}8°C$, $\varphi = 45\%$	50	74

Технико - экономическая эффективность устройства СКВ в СССР для инженерных корпусов, лабораторий и проектных бюро заводов иллюстрируется следующими данными: при капитальных вложениях в размере 16 руб. и стоимости эксплуатации СКВ 6,4 руб. в год на 1 $м^2$ площади затраты окупаются за 0,7 года.

Литература

1 Роцько В К Стоимость и экономическая эффективность систем кондиционирования воздуха ЦИНИС Госстроя СССР, 1968.

2. Карпис Е. Е., Пекер Я. Д. Кондиционирование воздуха в современных многоэтажных зданиях. Научно-техническая информация. «Межотраслевые вопросы строительства», № 6. ЦИНИС Госстроя СССР, 1967.

3 Карпис Е. Е., Гильгур Г. С. IV Международный конгресс по отоплению и кондиционированию воздуха. «Водоснабжение и санитарная техника», 1968, № 1

4 Гречаник Я. С. Выбор систем кондиционирования воздуха для промышленных и гражданских зданий. В сб.: «Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях». Госстройиздат, 1962.

5. Реферат 1522. Проектирование установок кондиционирования воздуха в США. Реферативный журнал «Строительство и архитектура», № 20. ЦИНИС АСиА СССР, 1962

6. Мамкин П. П. Кондиционирование воздуха в зданиях Государственного Эрмитажа в Ленинграде. В сб. «Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях». Госстройиздат, 1962.

7 Гоголина Т. В. Холодильные установки для систем кондиционирования воздуха. Экономические показатели. В сб.: «Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях». Госстройиздат, 1962.

8. Пеклов А А Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. Изд. 2-е. Изд-во «Будівельник», 1967.

9. Прохоров В. И. К методике технико-экономических сравнений систем кондиционирования воздуха. В сб.: «Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха» Изд. НИИСТ, 1965.

10. Горбунова Е. В, Солодкин А. Е. Результаты некоторых исследований ионизации воздуха в производственных помещениях. «Технология текстильной промышленности», 1966, № 15.

11 Баркалов Б. В, Лесков Э. А. Кондиционирование воздуха в США. «Водоснабжение и сантехника», 1963, № 4.

12. Монокрович Э. Это нам по плечу. «Экономика и жизнь», 1966, № 6.

13. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности «Пищевая промышленность», 1966.
14. Shatalloff N.I. High Velocity Dual Duct Systems for Multy-Zone Installations. «Air Conditioning, Heating and Ventilating», N 5, 1958.
15. Heating, Ventilating, Air Conditioning Guide, 1959, New-York.
16. «Heating, Ventilating Engineering and Journal of Air Conditioning», N 1, 1961.
17. «The IHVE Journal», N 12, 1966.
18. Rise R. S. 5 Ways to Air Conditioning, «Buildings», N 9, 1953.
19. Laakso H. Be-und Entluftung von Laboratorien in der Chemischen Industrie «Gesundheits Ingenieur», N 9, 1959.
20. Wilson M. J. Classroom Conditioning. Compare Costs for 7 Systems. «Heating, Piping and Air Conditioning», v. 37, N 1, 1965.
21. Bahnfolth D. Industrial Air Conditioning. «Heating, Piping and Air Conditioning», N 7, 1966.
22. Hillen A. G. Should an Industrial Plant be Air Conditionined? «Power», N 3, 1962.
23. Lehmann G. Praktische arbeitsphysioligie, Stuttgart, 1962.
24 Air Conditioning in Industry. «Modern Refrigeration», N 9, 1960.
25. Air Conditioning Manufacturing Areas Boots Worker Efficiency. «Air Engineering», N 10, 1965.
26. Beetfort. Environmental Warmth and its Measurement. M. R. C. War Memorandum, London, N 17, 1946.
27. Worth W. Credit Air Conditioning with Increased Production of Small Manufacturing Plants. «Heating, Piping and Air Conditioning», N 10, 1964.
28. Fontain W. It Paus to Provide Comfort Cooling for Hogs. «Refrigeration Engineering», N 12, 1955.
29. The Business of Air. «Air Engineering», N 11, 1966.
30. Kruger J. Einige Entwicklungstendenzen in der Klimatechnik., «Luft- und Kältetechnik», N 1, 1966.
31. Grant W. A. From 36 to 56 Air Conditioning Cames of Age. «Heating, Piping and Air Conditioning», N 1, 1957.
32. Dietzsch K. Klimaanlagen in Strassenfahrzeugen. «Heizung, Luftung, Haustechnick», N 8, 1965.
33. «Luft-und Kältetechnick», N 2, 1967.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Ст

Предисловие 3
Глава 1. Системы кондиционирования воздуха 5
1. Основные требования к системам кондиционирования воздуха 5
2. Классификация систем кондиционирования воздуха 6
3. Общие данные о центральных системах кондиционирования воздуха . . 8
4. Современные центральные многозональные системы кондиционирования воздуха 11
5. Системы кондиционирования воздуха для термоконстантных помещений . 21
6. Системы кондиционирования воздуха для особо чистых помещений . . . 23
7. Центральные двухканальные системы кондиционирования воздуха низкого давления 27
8. Особенности центральных систем кондиционирования воздуха среднего и высокого давлений 32
9. Местные и автономные системы кондиционирования воздуха 38
10. Центральные водовоздушные системы 41
11. Комбинированные системы 48
12. Расчет каналов систем кондиционирования воздуха среднего и высокого давлений 49
Глава 2. Выбор параметров воздуха в кондиционируемых помещениях . . . 56
Глава 3. Поступления тепла в помещения 64
1 Поступления тепла в теплый период года через непрозрачные внешние ограждения 64
2. Поступления тепла через внутренние ограждения в теплый период года . 70
3. Поступления тепла через остекленные поверхности за счет солнечной радиации и теплопередачи в теплый период года 71
4. Поступления тепла за счет инфильтрации в теплый период года 79
5. Поступления тепла и влаги от людей 80
6. Поступления тепла от искусственного освещения 81
7. Поступления тепла от электродвигателей и механического оборудования 82
8. Прочие производственные тепловыделения 84
9. Меры по уменьшению поступлений тепла в помещения 85
Глава 4. Определение производительности систем кондиционирования воздуха . 85
1. Определение общей производительности одноканальных систем кондиционирования воздуха низкого давления 85
2. Определение производительности двухканальных систем кондиционирования воздуха 88
3 Расчет количества наружного воздуха 90
Глава 5. Тепловлажностная обработка воздуха водой 94
1. Расчет форсуночных камер 94
2. Формулы для вычисления коэффициентов эффективности теплообмена E, E_A и E' 97
3. Коэффициенты эффективности теплообмена для типовых форсуночных камер 98
4. Виды расчетов форсуночных камер 101
5. Пропускная способность центробежных тангенциальных форсунок . . . 102
6. Примеры теплотехнических расчетов типовых форсуночных камер . . . 102
7. Данные для расчета тепло- и влагообмена в орошаемых слоях 104
8. Двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха 107
1) Методика расчета процесса двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха 107
2) Условия применения и оптимальная схема систем кондиционирования воздуха с двухступенчатым испарительным охлаждением . . . 110

Стр

Глава 6. Осушение воздуха сорбентами 114
1. Осушение воздуха абсорбентами 114
1) Осушение воздуха при его контакте с раствором хлористого лития 119
2) Осушение воздуха при его контакте с раствором хлористого кальция 126
3) Осушение воздуха при его контакте с твердо-жидким хлористым кальцием 128
2 Осушение воздуха адсорбентами 129
Глава 7. Тепловлажностная обработка воздуха в поверхностных ребристых охладителях и подогревателях 132
1. Конструкции поверхностных воздухоохладителей 132
2. Режимы работы воздухоохладителей 133
3. Результаты экспериментальных исследований поверхностных ребристых воздухоохладителей 133
4. Тепловой и аэродинамический расчеты поверхностных воздухоохладителей 136
1) Расчет воздухоохладителей с применением зависимостей, установленных для коэффициентов теплопередачи $k_я$ и $k_п$ 139
2) Расчет воздухоохладителей с применением средних приведенных коэффициентов теплоотдачи $\alpha_н$ и коэффициентов увеличения теплообмена за счет массообмена ξ 143
3) Расчет поверхностных воздухоохладителей с применением конвективных коэффициентов теплоотдачи $\alpha'_н$ и коэффициента эффективности ребристой поверхности $k_э$ 145
4) Метод поверочных расчетов питаемых водой или рассолами воздухоохладителей с применением коэффициентов полной теплопередачи $k_п$ 152
5) Упрощенный приближенный расчет поверхностных воздухоохладителей, питаемых холодной водой 154
5. Расчет типовых секций подогрева центральных кондиционеров . . . 155
1) Расчет типовых секций подогрева серии Кд, работающих со спаренными взаимнообратными фронтовым и обводным воздушными клапанами 159
2) Расчет типовых секций подогрева, не имеющих спаренных воздушных клапанов 164
6. Способы подогрева воздуха после охладителей 165
1) Утилизация теплоизбытков помещения для второго подогрева . . . 165
2) Использование тепла конденсации хладагента для второго подогрева 166
7. Утилизация тепла и холода удаляемого воздуха с помощью регенеративных теплообменников 167
8. Расчет охлаждения воды в центральном воздухоохладителе 175
Глава 8. Борьба с запахами (дезодорация) и аэроионизация 176
1. Дезодорация 176
2. Ионизация воздуха 181
Глава 9. Тепло- и холодоснабжение систем кондиционирования воздуха . . . 183
1. Теплоснабжение калориферов второго, местного или зонального подогревов воздуха 183
2. Системы холодоснабжения центральных и местных воздухоохладителей 186
3. Комплексные системы тепло-и холодоснабжения теплообменников местных эжекционных и вентиляторных доводчиков 190
4 Емкости систем холодоснабжения и водяные аккумуляторы холода . . 192
5. Источники холода и наиболее употребительные хладагенты 196
6. Компрессионные холодильные машины и холодильные станции . . . 198
7. Абсорбционные холодильные установки 202
8. Пароэжекторные холодильные установки 205
9. Размещение фреоновых и аммиачных холодильных установок 206
10. Использование эффекта Ранка для индивидуального кондиционирования воздуха 207

Стр.

Глава 10. Регулирование параметров воздуха 209
1. Клапаны на трубопроводах 210
2 Клапаны (заслонки) для регулирования воздушных потоков 215
3 Регулирование производительности вентиляторов 221
4 Регулирование кондиционеров по методу оптимальных режимов 223
5 Автоматическое регулирование теплообменников кондиционеров-доводчиков 226
Глава 11. Распределение воздуха в помещениях 229
1 Распределение воздуха компактными и веерными струями 229
2 Распределение воздуха через потолочные перфорированные панели . . . 250
3. Распределение воздуха через люминесцентные светильники 254
Глава 12. Технико-экономические показатели систем кондиционирования воздуха 257
1 Удельные технико-экономические характеристики систем кондиционирования воздуха 257
2 Экономическая эффективность систем кондиционирования воздуха . . . 262

Баркалов Борис Владимирович
Карпис Евсей Ефимович

Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях

* * *

Стройиздат
Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

* * *

Редактор издательства *И. П. Сворцова*
Перпелет художника *К. А. Павлинова*
Технический редактор *В. М. Родикова*
Корректоры *Г. Г. Морозовская, Л. С. Рожкова*

Сдано в набор 26.VIII 1970 г.
Подписано к печати 11. II 1971 г.
Т-01669 Формат 70×108 1/16 д. л. — 8,5 бум. л. 23,8 усл. печ. л. (уч.-изд. 23,68 л.)
Тираж 20.000 экз. Изд. № A.VI-9922
Зак. № 665 Цена 1 р. 66 к.

Подольская типография Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете
Министров СССР
г. Подольск, ул. Кирова д. 25

В СТРОЙИЗДАТЕ ПОДГОТОВЛЯЮТСЯ К ПЕЧАТИ КНИГИ:

1. М. Ф. Бромлей. **«Гидравлические машины и холодильные установки»**, 18 л.

В книге рассмотрены гидравлические машины, широко используемые в системах отопления, вентиляции, тепло- и газоснабжения (насосы, вентиляторы, компрессоры и т. д.). Описаны конструкции этих машин и даны их характеристики, рассмотрена методика подбора насосов для работы в сети и приведены элементы расчета машин. В книге также описаны холодильные установки разных систем, принцип их работы и конструктивные особенности.

Книга предназначена для студентов инженерно-строительных вузов и факультетов по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

2. А. Х. Поляков. **«Проектирование вентиляции тоннелей»**, 10 л.

В книге описаны системы вентиляции автодорожных, железнодорожных тоннелей и тоннелей метро. Приведены данные для определения объемов общеобменной вентиляции и потоков воздуха, а также конструкции вентиляционных камер, шахт и наземных киосков.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занятых проектированием вентиляции тоннелей.

З А Я Креслинь. **«Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха»**, 8 л.

В брошюре изложена новая технология регулирования температуры и влажности в системах кондиционирования воздуха. Эта технология при некотором, сравнительно небольшом, усложнении схем регулирования позволяет экономить тепло и дорогостоящий холод. В брошюре дано подробное сравнение предлагаемой технологии с применяемыми в данное время и показано технико-экономическое преимущество новой технологии В конце брошюры приведены ркомендации по проектированию

Брошюра предназначена для специалистов, занимающихся проектированием, наладкой и эксплуатацией систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

ЗАКАЗЫ СЛЕДУЕТ НАПРАВЛЯТЬ В МЕСТНЫЕ КНИГОТОРГИ, В СОЮЗКНИГУ (МОСКВА ЛЕНИНСКИЙ ПРОСПЕКТ, 15), А ТАКЖЕ В МАГАЗИН № 115 «ТЕХНИЧЕСКАЯ КНИГА» (МОСКВА, ЛЕНИНСКИЙ ПРОСПЕКТ, 40)